



Universidad
Carlos III de Madrid

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Diseño y análisis de una central termosolar de torre central operando con sodio fundido

Departamento de ingeniería térmica y de fluidos

Autor: Marcos Celador Lera

Tutor: Antonio Acosta Iborra

Leganés, Septiembre 2016

Tabla de contenido

Índice de figuras	3
Índice de tablas	4
Resumen.....	6
Capítulo 1. Introducción.....	7
1.1 La energía: concepto	7
1.2 Fuentes convencionales de energía o energías no renovables.....	8
1.3 Fuentes no convencionales de energía o energías renovables.....	8
1.3.1 <i>Energía solar</i>	9
1.3.2 <i>Energía eólica</i>	9
1.3.3 <i>Energía geotérmica</i>	10
1.3.4 <i>Energía de la biomasa</i>	11
1.3.5 <i>Energía hidráulica</i>	11
1.3.6 <i>Energía del mar</i>	12
1.4 Situación energética mundial.....	13
1.5 Situación energética en España	14
1.6 Energías renovables como base para un nuevo modelo energético	17
1.5 Motivación	19
1.6 Objetivos	19
1.7 Metodología	20
Capítulo 2. Energía solar	22
2.1 Centrales de energía solar térmica	23
2.1.1 <i>Coletores estáticos</i>	23
2.1.2 <i>Coletores con seguimiento</i>	23
2.1.3 <i>Colectorr Fresnel</i>	24
2.1.4 <i>Colector Cilíndrico Parabólico</i>	25
2.1.5 <i>Disco parabólico</i>	26
2.1.6 <i>Torre central</i>	28
2.2 Ciclos de potencia utilizados en centrales solares	31
Capítulo 3. Descripción y método de diseño	35
3.1 Descripción general del sistema.....	35
3.2 Ciclo de potencia	36
3.2.1 <i>Ciclo simple</i>	36

3.2.2 Ciclo regenerativo.....	38
3.2.3 Fluido térmico: CO ₂	41
3.2.4 Método de cálculo	43
3.3 Campo de heliostatos.....	45
3.3.1 Rendimiento óptico	47
3.4 Receptor solar	50
3.4.1 Geometría.....	50
3.4.2 Fluido térmico: sodio fundido	51
3.4.3 Método de diseño.....	56
3.5 Sistema de almacenamiento	62
Capítulo 4. Resultados.....	64
4.1 Día y lugar de diseño	64
4.2 Ciclo de potencia	66
4.3 Campo de heliostatos.....	72
4.4 Receptor solar	74
4.5 Sistema de almacenamiento	79
4.6 Análisis de los resultados	80
Capítulo 5. Ahorro de CO ₂ y análisis económico	85
5.1 Ahorro de CO ₂	85
5.2 Análisis económico.....	87
5.2.1 Inversión	87
5.2.2 Coste de la unidad energética	91
Capítulo 6. Conclusiones	93
6.1 Resumen de los resultados obtenidos	93
6.2 Conclusiones finales a los resultados.....	96
6.3 Crítica a los resultados obtenidos	97
6.4 Líneas futuras de trabajo.....	98
Anexos	99
Código de Matlab	99
Referencias bibliográficas	102

Índice de figuras

Figura 1. Aerogeneradores del grupo Acciona (Energias-renovables.com, 2016).....	10
Figura 2. Presa de las Tres Gargantas, China (VICE News, 2016)	12
Figura 3. Producción de energía primaria mundial en 2013 (IAE, 2015)	14
Figura 4. Evolución de la dependencia energética en España según metodología Eurostat (Idae.es, 2014).....	15
Figura 5. Consumo de energía primaria en 2014. Contribución por fuentes energéticas. (Idae.es, 2014)	15
Figura 6. Producción interior de energía primaria en 2014 (Idae.es, 2014)	16
Figura 7. Evolución del consumo de energías renovables, 1990-2014 (Idae.es, 2014)	16
Figura 8. Evolución de la capacidad termosolar instalada, 1990-2014 (Idae.es, 2014).....	17
Figura 9. Esquema del funcionamiento de una lente Fresnel (Kalogirou, 2013)	24
Figura 10. Esquema del funcionamiento de lentes Fresnel con varias torres (Kalogirou, 2016).	25
Figura 11. Receptor de tipo sólo-solar (Izquierdo Millán, 2014).....	27
Figura 12. Disco parabólico con motor Stirling (Izquierdo Millán, 2016)	28
Figura 13. Torre central en celosía (Izquierdo Millán, 2015)	29
Figura 14. Receptor exterior (Izquierdo Millán, 2015).....	30
Figura 15. Receptor de cavidad (Izquierdo Millán, 2015)	30
Figura 16. Receptor volumétrico (Izquierdo Millán, 2015).....	31
Figura 17. Diagrama de presión frente a temperatura en el que se muestra el punto crítico (Es.wikipedia.org, 2016).....	32
Figura 18. Ciclo con pre-compresión (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015).....	33
Figura 19. Ciclo con expansión por etapas (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015).....	34
Figura 20. Ciclo con recompresión (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015)	34
Figura 21. Esquema de un ciclo de potencia con regeneración (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015).....	38
Figura 22. Diagrama Temperatura - Entropía del ciclo con regeneración ideal (Liu et al., 2014)	39
Figura 23. Diagrama Temperatura - Entropía con regeneración real (Liu, et al., 2014)	39
Figura 24. Diagrama ilustrativo sobre el estado supercrítico (Ahn et al., 2015).....	42
Figura 25. Central termosolar de torre Gemasolar, en Sevilla (Torresolenergy.com, 2016).....	46
Figura 26. Esquema de la posible sombra ejercida por unos heliostatos sobre otros (bibing.us.es, 2013)	48
Figura 27. Esquema del posible bloqueo ejercida por unos heliostatos sobre otros (bibing.us.es, 2013)	48
Figura 28. Esquema sobre la atenuación atmosférica que sufre la radiación desde el heliostato hasta el receptor (bibing.us.es, 2013).....	48
Figura 29. Eficiencia óptica del campo de heliostatos para distintos ángulos azimutales (ordenadas-derecha) y de elevación (abscisas) (Singer et al., 2010)	49
Figura 30. Ilustración del receptor solar de la central Gemasolar (Torresolenergy.com, 2016)	51
Figura 31. Gráfico de la distribución de la destrucción de exergía (eje de abscisas) en los distintos medios de transferencia de calor (leyenda a la derecha) frente a la exergía que se mantiene (color verde) en los distintos fluidos térmicos (eje vertical izquierdo). (Coventry et al., 2015).....	52
Figura 32. Poder calorífico del sodio(kJ/kgK) frente a la temperatura (K)	53
Figura 33. Densidad del sodio (kg/m ³) frente a temperatura (K)	54

Figura 34. Viscosidad dinámica del sodio (Pa·s) frente a la temperatura (K)	54
Figura 35. Conductividad térmica del sodio (W/mK) frente a la temperatura (K).....	55
Figura 36. Esquema de la vista superior del receptor donde cada pequeño círculo es un tubo que representa a un PANEL (Adaptado de Garrido Camino, 2013)	57
Figura 37. Flujos de calor entre el ambiente (a), los tubos (t) y la superficie del receptor (r). ...	58
Figura 38. Circuito térmico entre el ambiente (a), los tubos (t) y la superficie del receptor (r) ...	58
Figura 39. Esquema del funcionamiento de los tanques de almacenamiento (invenes.oepm.es, 2016)	63
Figura 40. Mapa de la Comunidad Autónoma de Andalucía donde se indican las estaciones meteorológicas de la región, y específicamente, la de La Rinconada (Adaptado de Agenciaandaluzadelaenergia.es, 2016).....	64
Figura 41. Radiación solar directa (kW/m ²) a lo largo de las horas de luz solar del día de diseño	65
Figura 42. Rendimientos obtenidos para las distintas temperaturas (Leyenda) y presiones (eje de abscisas) analizados	71
Figura 43. Número de heliostatos (eje vertical) en cada anillo (eje horizontal) del campo de heliostatos.....	74
Figura 44. Ángulo azimutal (eje vertical) frente al tiempo (eje horizontal) para el día 30 de Marzo (Solartopo.com, 2016)	75
Figura 45. Ángulo zenital (eje vertical) frente al tiempo (eje horizontal) para el día 30 de Marzo (Solartopo.com, 2016).....	75
Figura 46. Evolución del ángulo zenital (eje vertical) frente al ángulo azimutal (eje horizontal) para el día 30 de Marzo (Solartopo.com, 2016).....	76
Figura 47. Partes porcentuales de los distintos costes de la central	91

Índice de tablas

Tabla 1. Irradiación directa a cada hora del día de diseño (Adaptado de Agenciaandaluzadelaenergia.es, 2016).....	65
Tabla 2. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =600 K y P _{alta} =100 bar	66
Tabla 3. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =600 K y P _{alta} =200 bar.....	66
Tabla 4. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =600 K y P _{alta} =300 bar	67
Tabla 5. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =800 K y P _{alta} =100 bar.....	67
Tabla 6. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =800 K y P _{alta} =200 bar.....	67
Tabla 7. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =800 K y P _{alta} =300 bar.....	68
Tabla 8. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =900 K y P _{alta} =100 bar.....	68
Tabla 9. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =900 K y P _{alta} =200 bar.....	68
Tabla 10. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =900 K y P _{alta} =300 bar.....	69
Tabla 11. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =1000 K y P _{alta} =100 bar.....	69
Tabla 12. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =1000 K y P _{alta} =200 bar.....	69
Tabla 13. Propiedades del CO ₂ para T ₄ =1000 K y P _{alta} =300 bar.....	70
Tabla 14. Rendimiento térmico (η), trabajo neto específico (W_{neto}) y calor de entrada específico (Q_{in}) para las presiones y temperaturas de los ciclos.....	70
Tabla 15. Para cada anillo (i): distancia al anillo anterior, distancia a la torre central, área cubierta, distancia entre heliostatos y número de heliostatos.	73

Tabla 16. Rendimiento óptico para las distintas horas de luz solar del día 30 de Marzo, obtenido a partir de los ángulos azimutal, zenital y de elevación.....	76
Tabla 17. Radiación directa disponible, rendimiento óptico, flujo másico de sodio, masa total de sodio en una hora y velocidad del sodio por el receptor para las horas de luz solar del día 30 de Marzo	77
Tabla 18. Resultados para el 30 de Julio	81
Tabla 19. Resultados para el 30 de Octubre	81
Tabla 20. Resultados para el 30 de Enero	82
Tabla 21. Masa total de sodio, horas de funcionamiento y masa de gas natural para cada día del año a estudio.....	84
Tabla 22. Costes del campo de heliostatos	88
Tabla 23. Coste de la torre central y el receptor solar	89
Tabla 24. Costes del sistema de almacenamiento	89
Tabla 25. Costes de la unidad de potencia.....	89
Tabla 26. Costes de otros componentes y procesos	90
Tabla 27. Costes totales	90
Tabla 28. Costes de la central por año	92
Tabla 29	93
Tabla 30. Propiedades del CO ₂ en cada estado del ciclo de potencia	93
Tabla 31. Potencia térmica en el intercambiador, potencia neta producida por la central y rendimiento del ciclo de potencia.....	94
Tabla 32. Características del campo solar de heliostatos	94
Tabla 33. Características principales del receptor solar	94
Tabla 34. Características del fluido térmico.....	95
Tabla 35. Datos de interés del intercambiador.....	95
Tabla 36. Características de los tanques de almacenamiento	95
Tabla 37. Tiempo de almacenamiento, gasto de gas natural y masa de CO ₂ ahorrado por cada día de diseño de cada estación	96
Tabla 38. Ahorro de CO ₂ en un año y datos económicos de la central	96

Resumen

El presente Trabajo Fin de Grado trata del análisis y diseño de una central solar de torre central que opera con sodio fundido y cuya unidad de potencia trabaja con CO_2 en estado supercrítico.

En una primera fase del trabajo se hace un análisis del estado del arte de la energía solar, poniendo especial énfasis en las centrales de torre central y el uso de fluidos térmicos alternativos como el sodio fundido. Se analizan las ventajas que aportan las excepcionales propiedades térmicas de este fluido frente a otros como las sales fundidas o el agua. También se describen las nuevas tecnologías en cuanto al estado del fluido de potencia, como es el supercrítico, o los distintos ciclos de potencia que existen en la actualidad como son el regenerativo o el de recompresión.

En una segunda fase se realiza un diseño y análisis preliminar de los componentes más importantes y significativos de la central termosolar de torre operando con sodio fundido y ciclo supercrítico, para un día de diseño elegido: receptor solar, campo de heliostatos, sistema de almacenamiento, y ciclo de potencia. Los tanques de almacenamiento dotan a la central de cierta autonomía cuando el sol no irradia lo suficiente. Para el resto del tiempo se quema gas en una caldera auxiliar, lo que permite a la planta generar 17 MW de potencia durante todo el día. Esto se lleva a cabo utilizando como referencia para los cálculos otras centrales existentes y trabajos publicados. Todos los cálculos se han realizado utilizando el software de cálculo Matlab.

Finalmente se realiza en el trabajo una estimación del ahorro de CO_2 que supondría la construcción de esta central, de la inversión necesaria requerida y del coste que tendría la unidad de energía producida.

Abstract

The present project is devoted to the analysis and design of a solar power plant with central tower which operates with molten sodium and whose power cycle is run by CO_2 in supercritical state.

In the first phase of the work, an analysis of the state of the art of the solar energy is carried out, making emphasis on the central tower power plants and the use of alternative thermal fluids such as sodium. There is an analysis of the great advantages that the exceptional thermal properties of molten sodium offer among other heat transfer fluids such as molten salts or water. There is also a description of the new technologies dealing with the state of the heat transfer fluid in the power unit, such as supercritical state, or the different power cycles that exist nowadays such as the regenerative or the recompression cycle.

In the second phase of the project, a preliminary analysis and design of the most important and significant components of the solar plant, for the day of design chosen, is carried out. These components are the solar receptor, the heliostats field, the storage system and the power cycle. The storage tanks provide the solar power plant some autonomy when the sun is not irradiating enough. For the rest of the time, natural gas is burnt in an auxiliary

combustion chamber, what allows the plant to generate 17 MW of power during the whole day. This is carried out using other existing power plants and published works as a reference for the calculations. All the calculations have been done using the computing software Matlab.

Finally, it is done an estimation of the CO₂ emissions savings that the construction of this power plant would imply, as well as an approximation of the necessary investment that this plant would require and the cost that the produced energy unit would be.

Capítulo 1. Introducción

1.1 La energía: concepto

La energía puede considerarse como la capacidad para realizar un trabajo. La especie humana, al igual que las demás especies, necesita de la energía para sobrevivir y poder llevar a cabo nuestras necesidades más vitales. Es por ello por lo que el ser humano ha ido descubriendo e investigando a lo largo de la humanidad distintas maneras de utilizar la energía en sus distintas formas. Esta capacidad que hemos desarrollado ha sido una de las claves para el espectacular crecimiento y progreso que hemos tenido.

Hoy en día se consume una gran cantidad de energía por habitante, siendo mayor en los países más desarrollados, lo que hace que el consumo energético sea un buen indicador de la calidad de vida de una población. La sociedad se sustenta en gran medida por la energía que se produce. Comodidades como la luz artificial, el calor utilizado para calentar nuestras casas, el combustible que nutre nuestros medios de transporte, así como la infinidad de objetos y aparatos que se utilizan a diario, son posibles gracias a la capacidad para generar, transportar y transformar distintas formas de energía. Entre todas las formas de energía que se conocen, quizás la más importante sea la energía eléctrica debido a su capacidad para transformarla fácilmente en otro tipo de energía y también por la facilidad para transportarla desde el punto de producción hasta el punto de consumo. Es por ello por lo que la gran mayoría de la energía que se produce hoy en día se hace en forma de energía eléctrica.

Actualmente se produce energía eléctrica a partir de las distintas formas en las que se encuentra la energía en la naturaleza. Se pueden dividir estas formas de energía en dos grandes grupos.

1.2 Fuentes convencionales de energía o energías no renovables

Las fuentes convencionales de energía son las que se obtienen a partir de fuentes limitadas de energía, es decir, se consumen mucho más rápido de lo que se pueden formar. Por tanto, estas formas de energía son limitadas, ya que las reservas de las que se disponen, aunque amplias, terminarán acabándose tarde o temprano debido al gran aumento de la demanda mundial.

Las principales fuentes de este tipo de energía son los llamados combustibles fósiles: petróleo, gas natural y carbón. Se llaman así porque proceden de la transformación de grandes masas vegetales que se encontraban en unas condiciones de presión y temperatura idóneas y bajo la acción de microorganismos y/o bacterias que reaccionaron durante miles de años adquiriendo así un alto porcentaje en carbón y por tanto un gran poder calorífico que los hace perfectos para la obtención de energía. Han sido el motor del desarrollo humano desde finales del siglo XVIII, con la aparición del carbón, hasta hoy en día, gracias a lo relativamente fácil y económica que resulta su extracción, y a sus buenas propiedades caloríficas.

Desafortunadamente, el uso masivo de los combustibles fósiles tiene importantes inconvenientes. Uno de sus principales problemas junto a su futuro agotamiento, es la contaminación del medio ambiente que conlleva su combustión. La reacción química que tiene lugar en la combustión de estos combustibles, aparte de liberar una gran cantidad de energía térmica y agua, también produce gases no deseados como el dióxido de carbono y otros nitratos y sulfatos, en menor medida. El CO₂ producido es el principal causante del calentamiento global. La acumulación de este gas que, en cantidades normales forma parte del aire que se respira, así como del ciclo de la vida en nuestro planeta, hace que la temperatura del planeta esté creciendo con mucha más rapidez de lo que le correspondería por el ciclo natural de subida y bajada de temperaturas que este sigue. Esto afecta directamente tanto a las condiciones de vida del ser humano, como a los seres vivos que le rodean y que hacen posible su desarrollo.

También es considerado como un combustible convencional el uranio o el plutonio utilizado en centrales de fisión nuclear, debido a que también es un recurso limitado.

1.3 Fuentes no convencionales de energía o energías renovables

Las fuentes renovables de energía son las que no son limitadas, es decir, son fuentes de energía inagotables. A lo largo de la historia se han realizado puntuales inventos que aprovechaban la energía procedente del Sol o del viento para distintos usos cotidianos como calentar agua o moler trigo. Pero no ha sido hasta el siglo XX y, más ampliamente en la segunda mitad, cuando se han empezado a desarrollar estas formas alternativas de energía para un uso más extenso y variado y con vistas a su implantación completa como alternativa a las formas convencionales de energía.

En las últimas décadas se han desarrollado múltiples formas de obtención de energía a partir de fuentes renovables que serán expuestas brevemente a continuación:

1.3.1 Energía solar

Todas las fuentes de energía, tanto renovables como no renovables proceden directa o indirectamente del Sol. A partir de distintas transformaciones y procesos naturales dan lugar a varias formas de energía aprovechables por el hombre, como puede ser el viento. A pesar de ello, cuando se habla de energía solar, se hace referencia a la proveniente directamente del Sol, en forma de ondas electromagnéticas.

La radiación que llega a la superficie terrestre es una de las bases para la vida humana ya que regula la temperatura del planeta, así como nutre de energía a todos los seres vivos. Esto hace que la energía solar sea una fuente de energía inagotable y limpia, y por tanto muy idónea para su aprovechamiento.

Se puede distinguir dos principales formas de utilización de la energía solar. Estas son la conversión térmica y la conversión fotovoltaica. La primera se ha utilizado a lo largo de la historia para distintos fines, entre los cuales el más común ha sido el de calentar y cocinar alimentos utilizando, por ejemplo, conos concéntricos o espejos, como se explica en *“Solar Energy Engineering”* (Kalogirou, 2013). En la actualidad se utiliza para producir energía térmica y eléctrica, que es la que se obtendría en la conversión fotovoltaica. Como la energía utilizada en este trabajo es la solar, en el siguiente capítulo se analizarán de forma más detallada todas las formas actuales de conversión.

1.3.2 Energía eólica

El Sol es el origen de la energía eólica. Al calentarse de forma desigual las masas de aire de la atmósfera, se producen diferencias de presión que originan el movimiento del aire de las zonas de altas presiones a las de bajas. El viento se ha utilizado con distintos fines desde hace miles de años. La utilización de la energía del viento para la navegación a vela se conoce desde hace más de 6000 años. También se han dado otros usos muy comunes como mover agua hacia zonas más altas, moler grano, y el último, y de más interés, el de producir energía eléctrica.

El viento hace mover las hélices de un aerogenerador como el de la Figura 1 que, conectado a un alternador produce energía eléctrica. El desarrollo de esta tecnología ha crecido exponencialmente en las últimas décadas haciendo que hoy en día sea una de las fuentes de energía renovables con más producción mundial.



Figura 1. Aerogeneradores del grupo Acciona (Energías-renovables.com, 2016)

No obstante, como cualquier forma de obtención de energía eléctrica, esta tecnología tiene ciertos inconvenientes, principalmente medioambientales. Algunos de ellos son el impacto visual que suponen las grandes torretas sobre las que se instalan los aerogeneradores o también el daño que pueden causar a muchas aves, ya que estas migran por los mismos lugares donde se suelen construir las centrales eólicas, ya que el viento es más fuerte.

1.3.3 Energía geotérmica

La energía geotérmica puede considerarse como el calor almacenado en el interior de la Tierra, que va desde las capas internas hasta la zona más externa de la corteza terrestre.

Se puede distinguir entre dos tipos de energía geotérmica. Por un lado, los recursos geotérmicos de alta temperatura (superiores a los 100-150°C según el IDAE –Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía– (Idea.es, 2016)) son los que se utilizan principalmente para la producción de electricidad. Por otro lado, cuando la energía obtenida no es suficiente para la producción de energía eléctrica, sus principales aplicaciones son de tipo térmico, en los sectores industrial, servicios y residencial. En el caso de temperaturas aún más bajas, se utiliza para calefacción, refrigeración, climatización o sistemas de ACS.

Entre sus ventajas encontramos que es una energía limpia, regular y prácticamente inagotable. Sin embargo, presenta ciertos inconvenientes a tener en cuenta. Las zonas de aprovechamiento de la energía geotérmica presentan gran actividad geológica, tanto sísmica como volcánica, lo que se traduce en un encarecimiento de las instalaciones a causa del alto riesgo a que se encuentran expuestas.

1.3.4 Energía de la biomasa

La definición de biomasa según la Especificación Técnica Europea (Idea.es, 2016), es la siguiente: todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido englobados en formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización.

En el proceso de fotosíntesis que llevan a cabo todas las plantas, se produce una absorción de energía proveniente del Sol. Esta energía queda almacenada en los vegetales que, cuando son ingeridos por otros animales, pasa a ser biomasa de origen animal. Son fuentes de biomasa los residuos agrarios, los residuos forestales procedentes de poda o limpieza de bosques, los residuos industriales, o los cultivos vegetales energéticos.

La conversión energética de la biomasa se puede realizar mediante diferentes métodos. El método termoquímico más utilizado es la combustión directa (previo secado bajo radiación solar) de la biomasa. También se lleva a cabo la descomposición de la biomasa a elevada temperatura y en ausencia de oxígeno, conocido como pirólisis, u otros métodos bioquímicos como la fermentación alcohólica o la digestión anaerobia. Es importante mencionar la importancia de la obtención de biocarburantes como el bioetanol, a partir de la biomasa.

La producción de energía a partir de la biomasa presenta un gran número de ventajas: reducción de contaminantes que se producirían en otras plantas (CO, óxidos de azufre, nitratos...), ciclo neutro de CO₂, reducción de riesgo de incendios forestales, o la mejora socioeconómica de zonas rurales.

1.3.5 Energía hidráulica

La energía hidráulica es la energía almacenada en el agua cuando esta se encuentra a cierta altura y en grandes cantidades. Para conseguir esto se construye un embalse de agua sujetado por una presa y por la geografía a su alrededor. Cuando se desea producir electricidad, se abren ciertas compuertas y se hace pasar el fluido a través de una serie de turbinas situadas en el pie de la presa, produciendo así grandes cantidades de energía. Después el agua continúa su curso por el río.

Es por ello por lo que la energía hidráulica no se considera una fuente renovable de energía, ya que el agua que has utilizado, no se puede volver a utilizar, ya que ya no se encontraría en la situación antes descrita. Por otro lado, existen centrales hidráulicas de bombeo que constan de dos embalses, uno superior y otro inferior, en las que una vez se ha dejado pasar el agua, se puede volver a bombear de nuevo al embalse superior para su posterior utilización. Esto conlleva un gasto añadido de energía ya que hay que alimentar las bombas y por tanto, pierden eficiencia. Cabe añadir que este tipo de centrales suelen bombear cuando el precio de la electricidad es barato y producen cuando es caro, de esta forma consiguen más competitividad en el mercado eléctrico.

Otra ventaja que presentan las centrales hidráulicas es que permiten regular el caudal del río, evitando de esta forma inundaciones en épocas de crecida y haciendo posible el riego de las tierras bajas en períodos de escasez de lluvias. También permiten abastecer de agua a ciudades durante largos periodos de tiempo.

Como es natural, esta energía tiene varios inconvenientes de gran importancia. La construcción de estos embalses suele acarrear la pérdida de buena parte del ecosistema alrededor del río y la alteración del mismo y, en ocasiones, el desalojo de muchas personas de sus casas, como ocurrió con la construcción de la Presa de las Tres Gargantas (Figura 2).



Figura 2. Presa de las Tres Gargantas, China (VICE News, 2016)

1.3.6 Energía del mar

El mar contiene distintas formas de energía que pueden ser aprovechadas para la producción de electricidad. Las mareas que se producen en los océanos debido a las fuerzas gravitacionales del Sol y la Luna, son las más aprovechadas para la producción de energía eléctrica. Se conoce con el nombre de energía maremotriz. Las centrales maremotrices se suelen construir en los estuarios, separando el mar de la costa, lo que permite retener el agua en pleamar y abrir las compuertas en bajamar, accionando así las turbinas colocadas en la posición correcta.

Otras fuentes de energía son las olas (energía undimotriz), las corrientes marinas, y las diferencias de salinidad de las aguas. Estas formas de energía tienen un rendimiento mucho menor debido al alto coste de la tecnología necesaria para su aprovechamiento.

1.4 Situación energética mundial

La energía es uno de los principales factores que mueven los intereses sociopolíticos de los países y rigen la geopolítica mundial. Cada país tiene que abastecer a toda su población de electricidad y combustibles para el transporte y el desarrollo de sus industrias. Pero, como es natural, no todos los países gozan de los mismos recursos energéticos para llevar a cabo esta acción. Es por ello por lo que muchos países se ven obligados a importar ya sea combustibles fósiles, o electricidad de la red. Según la IEA -*International Energy Agency*-, el consumo mundial sigue creciendo de tal forma que en 2040, habrá crecido un 70% respecto a 2015 (Iea.org, 2016), haciendo de este sector uno de los más influyentes en la economía mundial. Las relaciones internacionales necesarias para el abastecimiento de la población desembocan en múltiples ocasiones en conflictos bélicos entre naciones, y entre grupos de naciones, debido a los intereses cruzados que existen en todo el mundo.

Un ejemplo claro de los movimientos políticos de los países para atender a sus intereses es la reciente caída del precio del petróleo. La OPEP (Organización de Países Exportadores de Petróleo -OPEC en inglés-) tomó esta decisión con el objetivo de estimular el consumo de petróleo ante la inminente caída del consumo de combustibles fósiles. Esto hace que, inherentemente, decaiga el interés por realizar inversiones enfocadas hacia el cambio a combustibles y energías alternativas.

No obstante, en las últimas décadas se está produciendo un esfuerzo para reducir las consecuencias medioambientales del desarrollo económico de los países con cumbres como COP21, donde se intentan alcanzar acuerdos de carácter internacional para establecer un sistema energético más eficiente y de menos emisiones de CO₂ sin alterar el panorama de las crecientes necesidades mundiales de energía. El uso de la energía va a aumentar un tercio hasta 2040, debido principalmente al desarrollo de países como China o India y a regiones de África, Oriente Medio y el Sudeste Asiático. En cambio, las regiones del mundo más desarrolladas como la Unión Europea (-15% hasta 2040), Japón (-12%) y Estados Unidos (-3%) van a sufrir un descenso de la demanda energética guiada por las tendencias económicas estructurales y demográficas en la actualidad, y por una marcada mejora de la eficiencia energética.

Según las predicciones de IEA, las energías renovables superarán al carbón como la principal fuente de electricidad en el año 2030 y alcanzarán el 50% en la Unión Europea en 2040, en torno al 30% en China y Japón y más del 25% en Estados Unidos y la India. Las preferencias por las políticas favorables a opciones energéticas de bajas emisiones se ven reforzadas por las tendencias de los costes, ya que la extracción del petróleo y del gas es cada vez más cara, mientras que los costes de las renovables y de las tecnologías de uso final más eficiente siguen bajando.

En la Figura 3 se muestra la procedencia primaria de la energía consumida en el mundo según IEA. En ella se aprecia como los combustibles fósiles siguen siendo la principal fuente de energía primaria (81,4%), seguidos de los biocombustibles y RSU -Residuos Sólidos Urbanos- (10,2%), la energía nuclear (4,8%), la hidráulica (2,4%) y finalmente el resto de fuentes de energía, compuestas por energías renovables (1,2%).

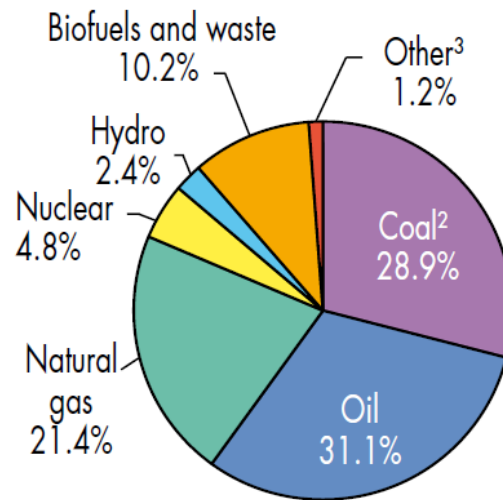


Figura 3. Producción de energía primaria mundial en 2013 (IAE, 2015)

Entre las energías renovables, la energía solar térmica no ha tenido casi importancia hasta hace unos años, ya que solamente en países como Estados Unidos o España, ha tenido cierta relevancia. En la actualidad se encuentra en etapa de expansión en países del norte de África, Oriente Medio, China o Australia.

1.5 Situación energética en España

La escasa existencia de recursos fósiles en la península ibérica ha hecho que España siempre haya estado en una situación de dependencia energética, ya que se tiene que importar ya sea energía primaria o electricidad de otros países para poder suplir la demanda. Según el IDEA – Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía- (Idea.es, 2016), en 2013 el grado de autoabastecimiento energético, es decir, la relación entre producción interior y consumo total de energía fue del 29,8% mientras que en 2014 fue del 26,8%. En la Figura 4 se puede observar esta evolución desde el año 2000.

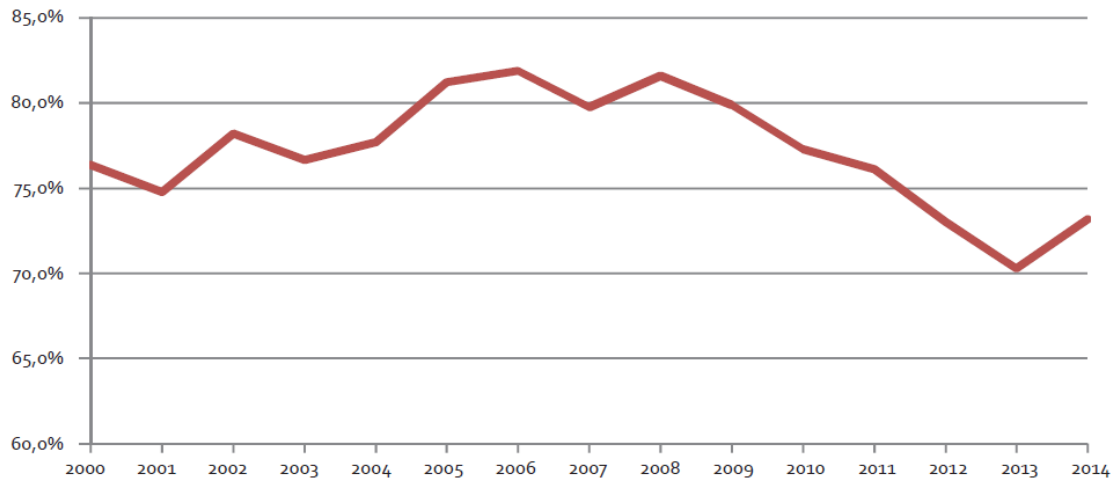


Figura 4. Evolución de la dependencia energética en España según metodología Eurostat (Idae.es, 2014)

El cambio de tendencia en los últimos años se debe a la disminución en producción a partir de biomasa y carbón, a pesar de la subida en nuclear, hidroeléctrica, eólica y solar.

La Figura 5 muestra el desglose del consumo de energía primaria en España en el año 2014, que fue de un total de 118.413 Ktep, con un descenso del 1,7% sobre el de 2013. La demanda de energía primaria se obtiene como resultado de sumar al consumo de energía final, los consumos en los sectores energéticos y las pérdidas.

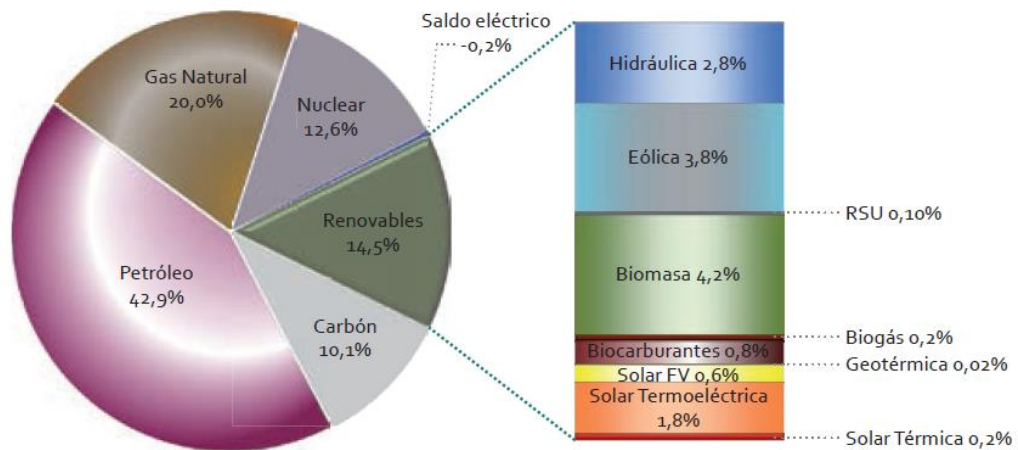


Figura 5. Consumo de energía primaria en 2014. Contribución por fuentes energéticas. (Idae.es, 2014)

En ella se puede observar como el petróleo es la principal fuente de energía en España, con un 42,9%, seguida del gas natural (20,0%), las energías renovables (14,5%), la energía nuclear (12,6%) y por último el carbón (10,1%). A pesar de ello, como se observa en la Figura 6, el petróleo solo supone el 0,9% de la producción interior de energía primaria en España en 2014.

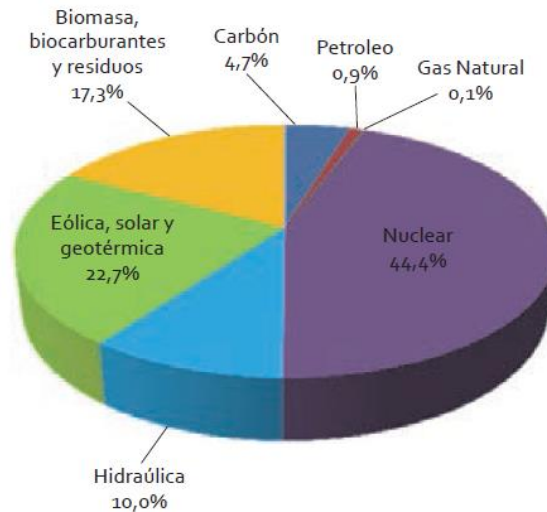


Figura 6. Producción interior de energía primaria en 2014 (Idae.es, 2014)

Este petróleo importado se emplea principalmente en el sector del transporte. La producción de energía renovable ha ido creciendo en las últimas décadas de manera progresiva como se puede ver en la Figura 7. La biomasa ha sido y es (4,2%) la principal fuente de producción energética renovable pese al crecimiento de la energía eólica (3,8%). Cabe destacar el incremento en la última década de la energía solar que ha pasado de no producir apenas energía a suponer un 2,6% del total consumido en España entre fotovoltaica y térmica.

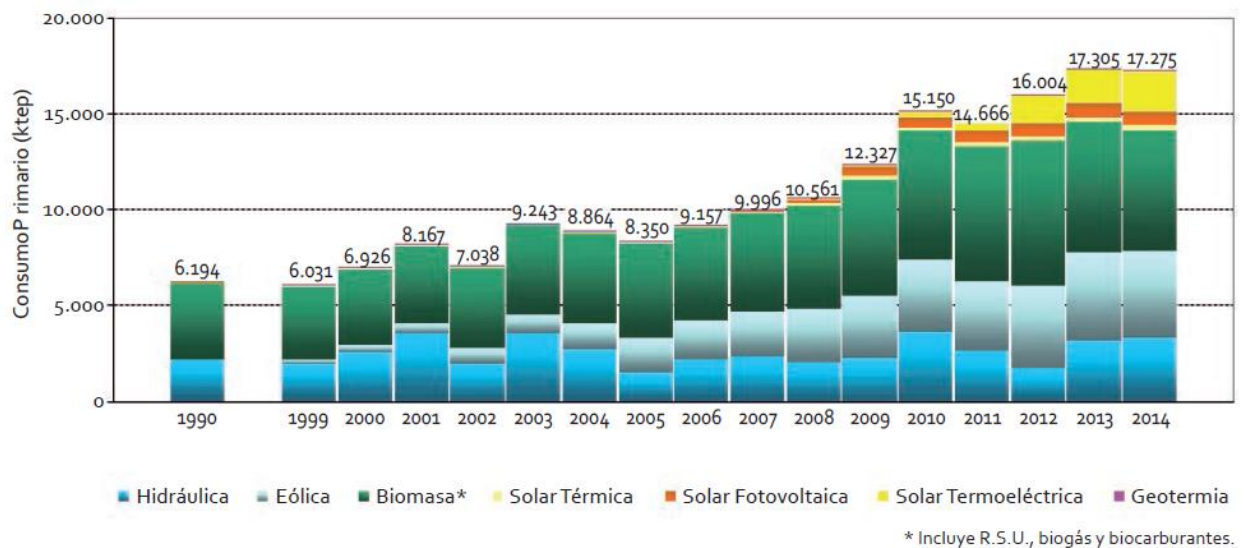


Figura 7. Evolución del consumo de energías renovables, 1990-2014 (Idae.es, 2014)

Por tanto, la energía solar es la tecnología renovable que más crece, con un incremento conjunto del 16% en el año 2014. Dentro de ellas, las centrales solares termoeléctricas han aumentado un 24,2% sus aportaciones en 2014 con respecto al año anterior, mientras que las instalaciones solares térmicas crecen también un 8,5%. En la Figura 8 se aprecia la evolución de la capacidad termosolar instalada hasta 2013.

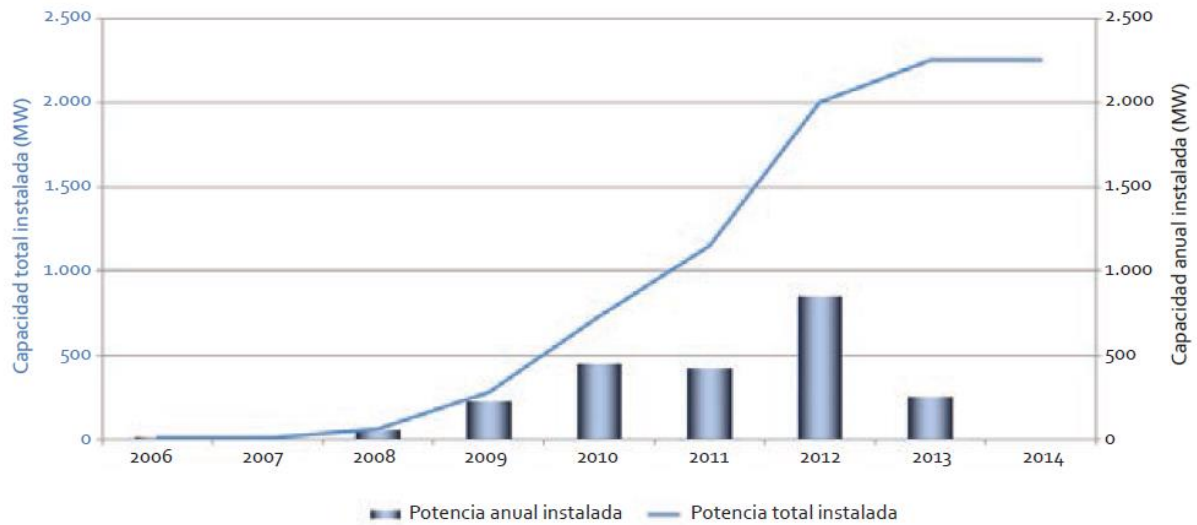


Figura 8. Evolución de la capacidad termosolar instalada, 1990-2014 (Idae.es, 2014)

1.6 Energías renovables como base para un nuevo modelo energético

La producción de energía eléctrica y calorífica, así como la obtención de combustibles para el transporte es una de las actividades humanas que más problemas acarreen al medio ambiente. Esto no es casualidad. Y es que la actividad humana se ha ido ligando tanto al uso de la electricidad y de los combustibles, que ya forman un todo inseparable. Es por eso por lo que se debe afrontar este problema como especie, y buscar soluciones alternativas que permitan continuar el desarrollo de la humanidad el mayor tiempo posible.

La necesidad de llevar a cabo una transición energética hacia fuentes de energía renovables es algo ya conocido y asumido por todas las partes de la sociedad, incluidos los gobiernos. Si se mantuviese el ritmo de consumo de combustibles fósiles – el cual va en aumento –, las reservas de petróleo y de gas natural solo durarían 41 y 67 años respectivamente, mientras que las de carbón durarían aproximadamente 230 años (datos de 2005, IEA).

La industria de las energías renovables ha ido mejorando en las últimas décadas gracias al desarrollo tecnológico en campos como la electrónica, la biotecnología o los materiales de fabricación. Es por ello por lo que muchas de estas tecnologías ya son competitivas en el mercado energético.

Además del avance tecnológico, la transición hacia un nuevo modelo energético es un largo y complejo proceso que involucra a todas las partes de la sociedad: desde cada individuo y su concienciación, a la voluntad de los gobiernos, pasando por la sana competitividad de las empresas productoras de electricidad.

Se podría suministrar electricidad a toda la población mediante un sistema equilibrado de fuentes de energía intermitentes y constantes. Se sabe que las fuentes provenientes del sol o del viento son intermitentes ya que dependen de factores externos no controlados por el

hombre. Por ello es necesario que la red esté provista de fuentes renovables como la geotérmica o la biomasa que aseguren el suministro en los valles de producción. Se pueden utilizar también formas de almacenar la energía, como por ejemplo, en forma de calor, en un tanque de almacenamiento de sales fundidas en una central solar de torre, como en este trabajo.

No obstante, hoy en día se dispone de un sistema muy eficiente capaz de absorber transitorios producidos en la red eléctrica, que son las turbinas de gas. Estos generadores son capaces de activarse, apagarse o cambiar su régimen de trabajo en menos de un minuto, lo que las hace idóneas para respaldar a las plantas de energía renovable.

En el año 2013, el 63.8% del petróleo consumido en todo el mundo se empleó para el transporte (Iea.org, 2016). Esto hace que el sector del transporte sea también uno de los principales focos de consumo de energía en el mundo, y que por tanto, también se tenga la necesidad de hacer cambios en su desarrollo. Una de las principales vías es el uso del coche eléctrico, lo cual ya es una realidad. En la actualidad hay modelos de coches eléctricos con autonomías de 350 km por un precio muy asequible y competitivo respecto a vehículos convencionales. Otra alternativa es el desarrollo de combustibles a partir de la biomasa, como son el metanol o el etanol.

La industria es otro de los grandes consumidores de combustibles fósiles en el mundo, con un consumo en 2013 del 27,11% de todos los combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural) consumidos en el mundo (Iea.org, 2016). Por ello, también es necesario llevar a cabo políticas que favorezcan el uso de fuentes de energía renovables en estas industrias así como el desarrollo de la cogeneración, es decir, el aprovechamiento del calor producido en los procesos industriales para otros fines.

Es muy importante apostar también por un modelo de eficiencia energética y consumo responsable, que sepa aprovechar bien los recursos de los que se disponen, mediante sistemas de aislamiento, aprovechamiento del sol por medio de la orientación de los edificios, etc.

A pesar de la importancia del desarrollo tecnológico para poder cambiar el modelo energético, el factor socio-económico es de gran importancia. La actividad comercial de las energías renovables aumentará de forma sustancial haciendo que se diversifique el mercado entre proveedores y consumidores, aumentando así la competitividad. Esto hará que se reduzcan las posibilidades de que se produzcan altas fluctuaciones del precio de la energía, o cortes en el suministro.

Pero esto no será posible sin la adecuada implementación de una política firme hacia el desarrollo sostenible por parte de los gobernantes. Estas políticas pasan por retirar subvenciones a la producción a partir de combustibles fósiles, facilitar el consumo de energías limpias, favorecer la investigación y el desarrollo tecnológico, aumentar las partidas presupuestarias para estas energías y, fundamentalmente, una coordinación internacional que permita organizar adecuadamente el cambio hacia un modelo energético basado en las energías renovables.

1.5 Motivación

Como se ha explicado en el apartado anterior, la implantación de las energías renovables es uno de los aspectos fundamentales para un desarrollo humano sostenible. Dentro de estas, la solar térmica es el tipo de energía con mayor potencial de desarrollo frente a otras como la eólica o la de biomasa, ya que está en una fase de rápido desarrollo, con multitud de investigaciones y publicaciones sobre distintas mejoras. Este potencial se ve aumentado, si hablamos de la implantación de estas centrales en lugares como la cuenca del Mediterráneo, donde gozamos de unas condiciones ambientales muy óptimas para su desarrollo.

Además, la tecnología de torre central es una de las más prometedoras dentro de la categoría de energía renovable solar, ya que tiene la capacidad de alcanzar temperaturas muy altas debido a su alto radio de concentración. Esto permite alcanzar rendimientos mucho mayores gracias a la utilización de ciclos supercríticos y ultra-supercríticos en la unidad de potencia. Otro importante factor que hace que esta tecnología sea muy atractiva es la capacidad para almacenar energía en forma de calor en el fluido térmico. El sistema de almacenamiento de este trabajo hace que la central pueda continuar produciendo potencia a partir del sol durante cierto tiempo, gracias al sodio líquido almacenado durante el funcionamiento del receptor solar.

Estos aspectos hacen que este trabajo sea de especial interés para el autor del mismo en cuanto a que supone dedicar sus esfuerzos a conocer más y mejor el estado del arte de una alternativa viable a los combustibles fósiles.

1.6 Objetivos

Los principales objetivos de este proyecto son los siguientes:

- En primer lugar, estudiar y comprender el estado del arte de la tecnología de plantas de generación de energía, y en particular, de las plantas de concentración solar en torre central.
- Conocer cuáles son los tipos de ciclos de potencia que se están desarrollando en la actualidad (simple, con regeneración, con recompresión...), y ver cuál de ellos es el más apropiado para una central de concentración solar en torre central, buscando un equilibrio entre el rendimiento del ciclo y su coste económico.
- Conocer los beneficios de utilizar un fluido de trabajo del ciclo de potencia en estado supercrítico o ultra-supercrítico frente al estado subcrítico.
- Analizar las posibles configuraciones (condiciones de presión y temperatura para los distintos estados por los que pasará el fluido en cada etapa del ciclo) que puede tener el ciclo de potencia con CO₂ en estado supercrítico y sus resultados en cuanto a rendimiento y potencia neta producida. Todo ello teniendo en cuenta las limitaciones constructivas y/o económicas que puedan tener.

- Estudiar y analizar los beneficios del sodio fundido como fluido térmico y contrastarlo con sus posibles riesgos o desventajas para así valorar su utilización en una central solar de receptor de torre.
- Llevar a cabo un cálculo de la disposición y el número de heliostatos necesarios para alcanzar las temperaturas del sodio en los tanques de almacenamiento establecidas, así como del rendimiento óptico que tendrá el campo. Esto se hará en base a otros trabajos publicados u otras centrales ya construidas.
- Realizar un cálculo aproximado de los parámetros que rigen el funcionamiento de un receptor solar de torre, como son el flujo másico de fluido de térmico, o su velocidad al paso por el receptor. Para ello será necesario conocer los flujos de calor que se dan en el aparato para así tener en cuenta las posibles pérdidas energéticas que se puedan dar.
- Dimensionar los tanques de almacenamiento de forma que puedan satisfacer las necesidades de la planta en cuanto a potencia instalada y horas de funcionamiento para el día de diseño.
- Estimar el ahorro de CO₂ que supone la implantación de esta central tomando como referencia una central de ciclo combinado que quema gas natural y de alto rendimiento.
- Realizar un análisis de la inversión aproximada necesaria para la construcción de este tipo de central así como una aproximación del coste de la unidad de energía producida en la central.

1.7 Metodología

Para la realización de este trabajo, con el consecuente cumplimiento de los objetivos marcados en el apartado anterior, se han llevado a cabo las siguientes etapas:

- 1.- En primer lugar se ha llevado a cabo un proceso de documentación a partir de varios artículos y libros de texto publicados sobre los temas a tratar, bajo recomendación del tutor de este trabajo.
- 2.- Análisis y comprobación de la posibilidad de utilizar el sodio fundido como fluido térmico, mediante el estudio de la evolución de sus propiedades en estado líquido a partir del artículo *Numerical research on local heat transfer distribution of liquid sodium turbulent flow in an annulus* (Wang et al.,2013).
- 3.- Cálculos de un ciclo supercrítico con CO₂ para distintas condiciones de temperatura y presión. Se toma como referencia el artículo *A solar energy storage and power generation system based on supercritical carbon dioxide* (Liu, 2014).
- 4.- Elección del día y lugar de diseño y cálculo del campo de heliostatos tomando como base la central Gemasolar de Sevilla (Torresolenergy.com, 2016).
- 5.- Cálculos térmicos del receptor solar utilizando el programa de cálculo Matlab a partir de los resultados para el día de diseño del campo de heliostatos.
- 6.- Dimensionamiento de los tanques de almacenamiento necesarios para el día de diseño.

- 7.- Análisis de los resultados para el día de diseño así como una aproximación para el resto del año.
- 8.- Cálculo del ahorro de CO₂.
- 9.- Análisis económico.
- 10.- Redacción de la memoria

Capítulo 2. Energía solar

La energía solar es la fuente de energía más antigua que jamás se haya usado. Ya el filósofo y matemático Arquímedes se dice que utilizó espejos para concentrar la luz en los barcos enemigos consiguiendo así prenderles fuego. Otros usos que se le han dado a esta energía son, por ejemplo, la construcción de hornos solares capaces de alcanzar altas temperaturas para fundir metales, o producir vapor utilizando concentradores y así mover los pistones de un motor. Hoy en día la energía solar se utiliza con diversos fines entre los que destaca la producción de energía eléctrica, la desalinización para la obtención de agua potable, el secado de productos agrícolas o la obtención de agua caliente sanitaria.

En primer lugar, se distingue entre energía solar térmica y fotovoltaica. Esta última se describirá brevemente a continuación.

La energía solar fotovoltaica se basa en el efecto fotovoltaico descubierto por Becquerel en 1839. Este efecto consiste en la creación de una diferencia de potencial en un material semiconductor al ser iluminado por la radiación solar. Las células fotovoltaicas son agrupadas en módulos que pueden estar conectados en serie o en paralelo para producir tensiones o intensidades más altas. La eficiencia de estos paneles ha ido creciendo en los últimos años desde un 11% en 1958 hasta un 15% en la actualidad, aunque ya existen algunas con un 30% aun sin comercializar (Izquierdo Millán, 2015). Esto permite que estos sistemas alimenten aplicaciones como la comunicación tanto terrestre como espacial, control remoto, producción de electricidad, bombeo de agua o carga de baterías.

Por otra parte, la energía solar térmica se basa en la transformación de la energía de la radiación solar en energía interna del fluido de transporte por medio de un colector solar. Este dispositivo absorbe la energía procedente del sol, convirtiéndola así en calor, que lo transfiere al fluido que circula por él. Este fluido caliente puede ser almacenado para su uso posterior o puede ser utilizado de forma directa por el equipo tecnológico pertinente.

Una forma de clasificar los colectores es según la libertad de movimiento del colector, ya sea del concentrador o del propio receptor. De esta forma se obtienen colectores estáticos y colectores con sistema de seguimiento solar. Debido a que el tipo de tecnología que se desarrollará en este proyecto es de tipo concentrador con seguimiento, se comentarán posteriormente las tecnologías más utilizadas de este tipo de colector y a continuación se ofrece una breve descripción de los colectores estáticos.

2.1 Centrales de energía solar térmica

2.1.1 Colectores estáticos

Entre los colectores estáticos podemos destacar tres grandes grupos.

El primero de ellos es el colector plano, el colector más utilizado en la actualidad. Este consta de una placa plana absorbente por la que circula el fluido térmico, que está instalada en una caja aislada provista de un cristal con alta transmitancia en la parte superior. Este tipo de tecnología no suele superar los 80° de temperatura del fluido.

Otro tipo de colector estático es el colector parabólico compuesto. Este colector está compuesto por dos secciones de una parábola enfrentadas entre sí de forma que logran concentrar toda la radiación que entre en su rango de apertura, en un absorbedor colocado en el foco de las parábolas. Este tipo de colector permite múltiples formas geométricas del foco y de las parábolas concentradoras y puede alcanzar temperaturas de hasta 240°.

Por último, los colectores de tubos evacuados están formados por tubos a los que se le ha aplicado el vacío, que llevan en su interior una placa metálica por la que circula un fluido en un estado de fluctuación entre líquido y vapor. Al atravesar el tubo, el fluido se evapora y llega al condensador, que está colocado al final del tubo. Allí, el fluido se condensa y libera su calor latente. Este es un tipo de colector más apropiado para zonas más frías y puede alcanzar temperaturas de 200°.

2.1.2 Colectores con seguimiento

Los colectores se pueden clasificar de una forma básica en colectores de concentración y colectores de no concentración. La diferencia radica en que los colectores no concentradores tienen la misma área para interceptar que para absorber la radiación solar mientras que los colectores concentradores tienen un sistema de seguimiento que refleja los rayos solares en otra superficie de menor área. Esto se consigue interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de radiación y la superficie absorbente haciendo que tengamos una gran cantidad de radiación concentrada en un pequeño punto, logrando así reducir el área receptora, y en consecuencia, las pérdidas por radiación y convección de esta superficie. De esta forma se puede definir el ratio de concentración como la relación entre el área concentradora y el área receptora. Debido a que los colectores con sistema de seguimiento solar tienen rendimientos mucho mayores, la gran mayoría de los colectores concentradores tienen este sistema.

Existen múltiples tipos de colectores de concentración solar dependiendo de la naturaleza de los concentradores y de los receptores. Los primeros pueden ser refractores o reflectores, cilíndricos o parabólicos, y continuos o segmentados, mientras que los receptores pueden ser cóncavos o convexos, cilíndricos o planos, cubiertos o descubiertos, y pueden tener uno, o dos ejes de seguimiento.

A continuación, se analizarán cuatro de los colectores de concentración solar más utilizados en la actualidad.

2.1.3 Colector Fresnel

Existen dos tipos de colectores Fresnel. El primero, y menos utilizado, es el colector de lentes Fresnel. Este colector consta de un material de plástico provisto de películas reflectantes adoptando una forma que permite concentrar los rayos de sol en un foco puntual, como se puede apreciar en la Figura 9. Este tipo de lente reduce la cantidad de material requerido en comparación con una lente convencional, dividiendo la lente en un conjunto de secciones anulares concéntricas.

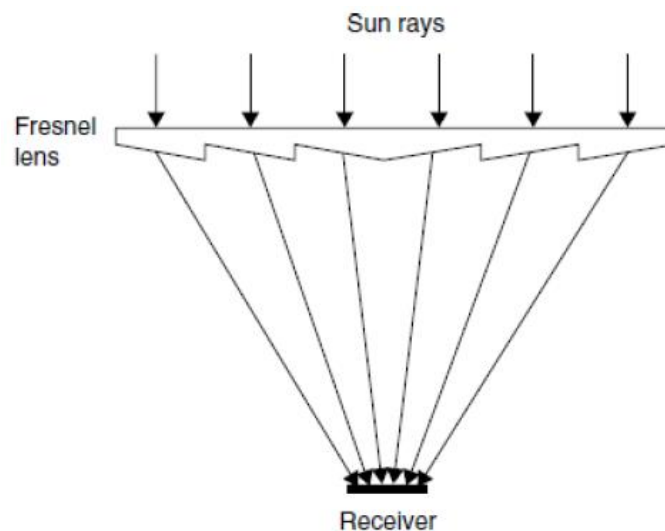


Figura 9. Esquema del funcionamiento de una lente Fresnel (Kalogirou, 2013)

El otro tipo de colector es el llamado reflector lineal Fresnel. Esta tecnología consta de un conjunto de espejos planos formando una fila que concentra la luz en un receptor alargado. Este absorbedor tiene el mismo funcionamiento que el concentrador cilíndrico parabólico pero alcanza temperaturas más bajas.

Sin embargo, el modelo más utilizado del reflector lineal Fresnel utiliza como receptor un punto en una torre colocado estratégicamente entre varios conjuntos de filas de espejos. Esta tecnología presenta varias ventajas. Una de ellas es que el coste de producción de los espejos planos es mucho menor que el de espejos parabólicos o con otro tipo de geometría más compleja. Otra de sus ventajas es el ahorro en los soportes metálicos de las estructuras que sujetan los concentradores ya que estos se sitúan en el suelo, con cierta inclinación.

Sin embargo esta formación de concentradores presenta un problema para el que ya se ha desarrollado una alternativa. Al formar líneas consecutivas y paralelas de espejos, es

necesario evitar que unos hagan sombra a otros ya que esto supondría una caída de rendimiento muy fuerte. Para ello existen dos alternativas. Una es aumentar la altura de la torre del receptor, haciendo que los espejos puedan estar menos inclinados y así ofrecer menos sombra a los espejos adyacentes. Esto conlleva un aumento del coste de la instalación al tener que construir una torre de más envergadura. Otra alternativa a este problema es la construcción de varias torres, de forma que los espejos de una fila puedan reflejar la radiación a dos torres distintas como se ilustra en la Figura 10. Esto hace que se pueda instalar una mayor densidad de espejos en el mismo espacio.

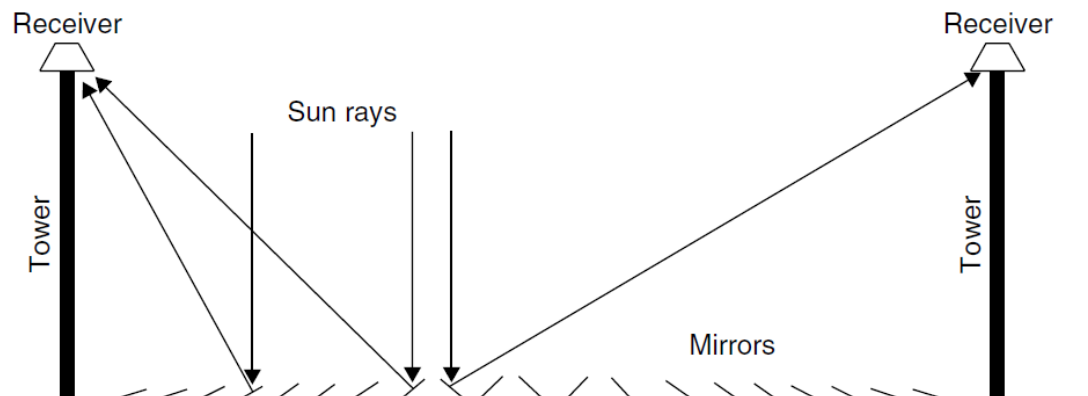


Figura 10. Esquema del funcionamiento de lentes Fresnel con varias torres (Kalogirou, 2016)

Las temperaturas alcanzadas por este tipo de tecnología varían entre 60°C y 250°C y ofrecen radios de concentración de entre 10 y 40 (Kalogirou, 2014).

2.1.4 Colector Cilíndrico Parabólico

Los colectores cilíndrico parabólicos (CCP) están formados por un concentrador con forma de parábola que refleja la luz solar en tubo concentrador que se coloca en la línea focal del receptor. El fluido de trabajo que circula por el interior del tubo se calienta, transformando así la radiación solar en calor. El soporte del concentrador, generalmente metálico, tiene acoplado un sistema de seguimiento solar de un solo eje, que permite construir módulos de hasta 12 metros de longitud. Este tipo de colectores tiene un radio de concentración entre 10 y 85 y alcanza temperaturas del fluido térmico de 400°C.

Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio depositados sobre un soporte, mayoritariamente de cristal, que aporta la rigidez necesaria al concentrador. Esta conformación se suele proteger con una capa de cobre y otra de pintura epoxi.

El tubo absorbedor es uno de los elementos fundamentales de todo CCP, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global de un colector. Está constituido por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el fluido de trabajo y otro exterior de

cristal. Entre ambos tubos se practica el vacío, para reducir las pérdidas por convección entre ambos. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que proporciona una elevada absorptancia (~94%) y una baja emisividad (~15%). El tubo exterior tiene como objetivos reducir las pérdidas térmicas por convección y proteger el recubrimiento selectivo de las inclemencias meteorológicas. Suele llevar un tratamiento antireflexivo para aumentar su transmisividad, y consecuentemente, el rendimiento óptico del colector.

El fluido de trabajo es, por lo general, aceite térmico, aunque ya se están utilizando fluidos de trabajo que alcanzan mayores temperaturas, como las sales fundidas y el agua-vapor. Esto facilita el desarrollo de tecnologías que se centran en la generación directa de vapor en los propios colectores. Esto facilita la eliminación de un fluido intermedio entre el ciclo de potencia y el ciclo primario, así como del intercambiador de calor que se ocupaba de la generación de vapor. Este avance permite una reducción de costes y una mejora de la eficiencia global de la instalación, aunque también tiene sus inconvenientes.

El sistema de seguimiento del colector es de gran importancia para captar la máxima radiación posible. El colector puede estar alineado de forma que su eje de giro quede orientado en la dirección Este-Oeste, de forma que siga al Sol de Norte a Sur, o bien en la dirección Norte-Sur, siguiendo al Sol de Este a Oeste. Este sistema puede ser de tipo mecánico, para colectores de mayor tamaño, o eléctrico-electrónico.

2.1.5 Disco parabólico

Para esta tecnología se utiliza un único concentrador parabólico de varios metros de diámetro, que mediante un sistema de seguimiento de dos ejes, concentra la radiación solar que incide sobre su área de apertura en la región focal del paraboloide. En este foco se sitúa un receptor que convierte la energía solar en calor de un fluido térmico que circula por él. El fluido de trabajo más habitual, por sus buenas características de transmisión de calor suele ser helio o hidrógeno, aunque también se puede usar nitrógeno y aire. Puede alcanzar hasta 1500°C.

Dependiendo de las horas diarias de operación, se puede distinguir entre dos tipos de receptor. Unos de tipo sólo-solar que únicamente pueden actuar entre la salida y la puesta de Sol, como el que se puede observar en la Figura 11, y otros de tipo híbrido, que tienen un quemador de gas para las horas en las que no haya suficiente radiación solar.

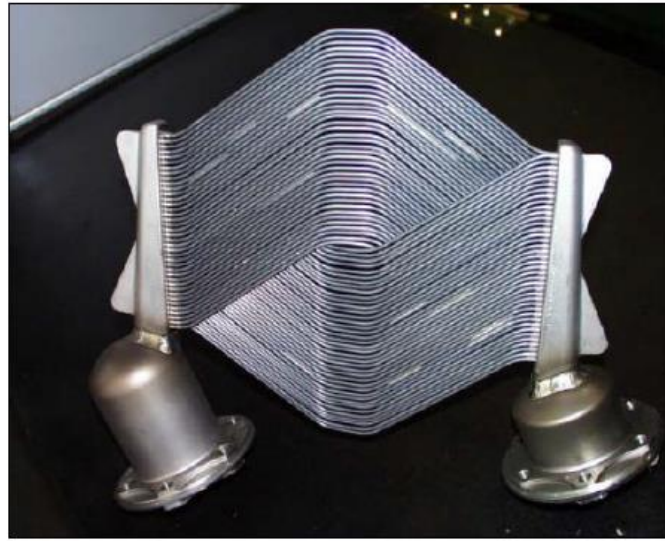


Figura 11. Receptor de tipo sólo-solar (Izquierdo Millán, 2014)

El calor almacenado por el fluido térmico puede ser empleado de dos formas distintas para su conversión en energía eléctrica. La primera forma consiste en acoplar directamente al receptor un motor Stirling que es capaz de transformar directamente la energía calorífica del fluido térmico en electricidad mediante un sistema de compresión y expansión cíclica del fluido de trabajo que hace que mueva un pistón. Esta tecnología es la más utilizada para los concentradores de este tipo. La otra opción es la instalación de un circuito para el fluido térmico de varios discos parabólicos que lo lleve a una planta de potencia convencional. Esta opción es muy poco utilizada debido a las grandes pérdidas térmicas que conlleva transportar el fluido.

El disco parabólico con motor Stirling presenta grandes ventajas. Es el colector solar más eficiente en la actualidad debido a que tiene un radio de concentración de entre 600 y 2000. La tecnología tiene una alta modularidad y autonomía, ya que puede funcionar de forma independiente y pueden ser acoplados a sistemas más grandes.

No obstante, pese al enorme potencial a largo plazo de esta tecnología, la limitación en cuanto a su potencia unitaria, inferior a 25 kW, impide su desarrollo enfocado a una producción eléctrica a gran escala. Es por eso por lo que su uso es de gran interés para el autoconsumo en lugares con difícil acceso al suministro eléctrico.



Figura 12. Disco parabólico con motor Stirling (Izquierdo Millán, 2016)

2.1.6 Torre central

Esta tecnología consta de un gran número de espejos, llamados heliostatos, que concentran la radiación solar que les incide en un único punto común situado en la parte más alta de una torre, donde se encuentra un receptor solar por el que circula el fluido de trabajo. El fluido a altas temperaturas es utilizado para alimentar el ciclo de potencia encargado de generar la electricidad. Esta tecnología presenta cierta flexibilidad en cuanto al ciclo de potencia ya que puede ser tanto de agua-vapor (Rankine) como de gas (Brayton). Esto hace que haya una gran variabilidad de fluidos térmicos así como del fluido del ciclo de potencia, siendo los más comunes de estos últimos las sales fundidas, el agua o ciertos metales fundidos, como el sodio, que será el fluido empleado en este trabajo. Es común la existencia en este tipo de plantas solares, de tanques de almacenamiento del fluido de trabajo a temperaturas bajas y altas. Esto se hace para que el sistema trabaje también en las franjas horarias en las que la radiación no es suficiente para la generación de electricidad, así como en días fríos.

Los heliostatos están dotados de un sistema de seguimiento solar de doble eje, anulando así la existencia de ángulo de incidencia, que hace que puedan reflejar en el receptor un gran porcentaje de la luz solar incidente. Los espejos no son completamente planos, sino que tienen cierto cantedo y pueden tener diversas geometrías dependiendo fundamentalmente del tipo de receptor. Están generalmente fabricadas de vidrio, sobre el que se deposita una capa reflectante de plata o aluminio, junto con una capa de pintura por la parte posterior que la protege.

La torre aloja el receptor solar en lo alto de la misma a una altura idónea, de acuerdo con la disposición de los heliostatos. Generalmente están construidas de hormigón armado aunque también las hay formadas por estructuras metálicas en celosía, como se puede ver en la Figura 13.



Figura 13. Torre central en celosía (Izquierdo Millán, 2015)

El receptor es quizás el componente más importante de la instalación ya que de su configuración depende en gran medida el rendimiento de la central. Caben dos posibilidades en cuanto al tipo de intercambio de calor que tiene lugar en el receptor. Se habla de receptor de intercambio directo cuando el fluido es expuesto directamente a la radiación y la absorbe, y de intercambio indirecto cuando existe algún componente intermedio que transforma la radiación en calor para después transmitírsela al fluido de trabajo por convección. Al mismo tiempo existen cuatro principales tipos de receptores según su naturaleza:

- Receptor exterior

La radiación solar se absorbe en unos tubos situados en el exterior por los que circula el fluido de trabajo como se muestra en la Figura 14. Esta exposición al ambiente hace que haya pérdidas térmicas importantes y que por tanto no se alcancen temperaturas superiores a los 600°C. Una limitación derivada de esta exposición al ambiente es que las relaciones de concentración con las que trabaja el receptor no pueden ser muy elevadas debido a que los tubos pueden llegar a fundirse.

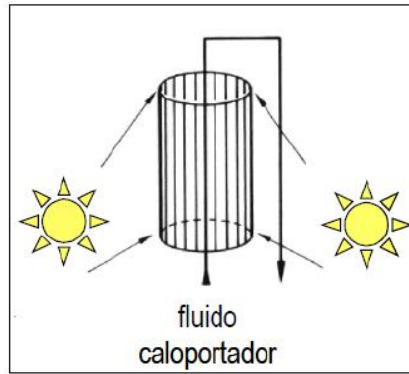


Figura 14. Receptor exterior (Izquierdo Millán, 2015)

- Receptor de cavidad

Los tubos receptores se encuentran en el interior de una cavidad que los protege del exterior haciendo que haya menos pérdidas, tal y como se ilustra en el esquema de la Figura 15. También circula un caudal menor por ellos por lo que la temperatura que alcanza el material es menor.

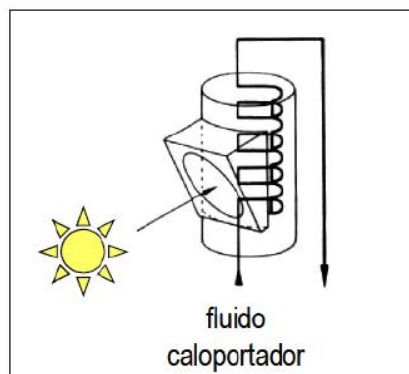


Figura 15. Receptor de cavidad (Izquierdo Millán, 2015)

- Receptor volumétrico

La radiación se absorbe en una matriz porosa (Figura 16) por la que circula el fluido térmico. Como el fluido circula en contacto con la pared que recibe la energía térmica, es posible alcanzar temperaturas mucho mayores.

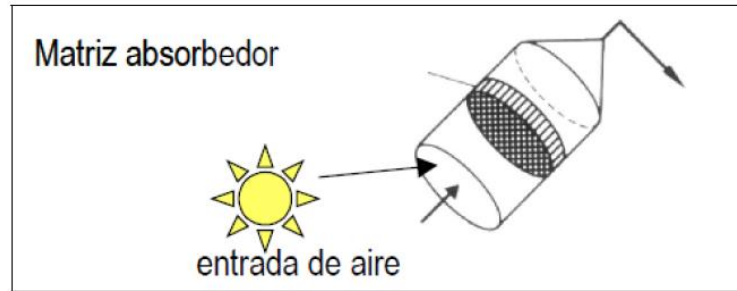


Figura 16. Receptor volumétrico (Izquierdo Millán, 2015)

- Receptor de lecho fluido

En este receptor se utiliza como superficie receptora partículas de un material refractario que se encuentran en contacto directo con el fluido. Sus aplicaciones están más orientadas a la química solar que a la generación de electricidad.

El rango de concentración de este tipo de instalaciones puede variar entre 600 y 2000. Las pérdidas en el receptor son mucho menores que en otro tipo de instalaciones solares debido a que su área es mucho más reducida. Esto hace que las pérdidas más importantes sean las correspondientes a la reflexión de los espejos (aproximadamente un 10%) y a la precisión en dirigir la radiación al receptor.

Estos factores hacen que las centrales solares de torre puedan alcanzar temperaturas de hasta 2000°C. Ninguna central solar de otro tipo es capaz de alcanzar temperaturas tan altas y, por tanto, capaz de generar tanta potencia eléctrica como las centrales solares de torre. Cabe destacar también que los costes de montaje y operación de la instalación son relativamente bajos debido a que toda la radiación se concentra en un único punto.

La tecnología necesaria para la construcción de este tipo de centrales solares ha ido evolucionando a lo largo de los últimos años haciendo que haya comenzado una importante etapa de desarrollo comercial.

2.2 Ciclos de potencia utilizados en centrales solares

La unidad de potencia de las centrales solares puede trabajar con un fluido en diferentes condiciones, según sean los objetivos a alcanzar con su construcción, en términos de rendimiento o potencia útil generada. En la actualidad, los ciclos de potencia que más se están utilizando reciben el nombre de supercríticos y ultra-supercríticos, frente a los ciclos anteriores, llamados ahora subcríticos. La diferencia principal entre los primeros y el segundo, es que en los ciclos subcríticos, el fluido de trabajo se encuentra por debajo de su punto crítico y en los dos restantes por encima. Como se puede observar en la Figura 17, el punto crítico es un punto en el que se encuentra el fluido, a una presión y temperatura determinadas, en el que confluyen el

estado líquido y el gaseoso en equilibrio. De forma intuitiva se sabe que el fluido en estado ultra-supercrítico se encuentra a una presión y temperatura mayor que en el estado supercrítico.

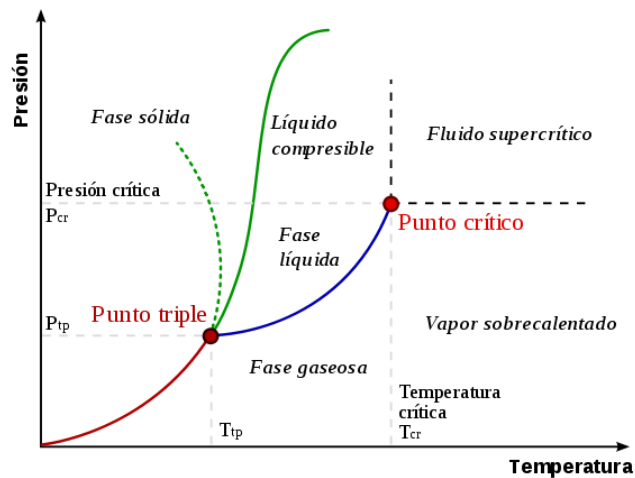


Figura 17. Diagrama de presión frente a temperatura en el que se muestra el punto crítico (Es.wikipedia.org, 2016)

El principal beneficio de estos dos tipos de ciclos de potencia es que el fluido puede trabajar a presiones y temperaturas superiores, lo que permite alcanzar rendimientos y potencias mucho mayores que en los ciclos subcríticos. En consecuencia, también se reduce la cantidad de dióxido de carbono emitido a la atmósfera para producir la misma cantidad de energía. En general, los ciclos ultra-supercríticos alcanzan rendimientos del 46% y los supercríticos llegan al 42%, mientras que los ciclos subcríticos se encuentran entre 30 y 38%.

En la actualidad, el límite del rendimiento viene marcado principalmente por los materiales de construcción necesarios para soportar estas condiciones de presión y temperatura tan extremas. Los puntos de mayor temperatura como las calderas o las primeras etapas de las turbinas suponen el mayor problema para los materiales.

Generalmente estos tipos de ciclos se aplican en las centrales térmicas de carbón que utilizan un ciclo Rankine y agua como fluido de trabajo. Sin embargo, en la actualidad ya se está experimentando en aplicar estas condiciones a otros fluidos de trabajo como es el dióxido de carbono, que se utilizará en este proyecto.

Independientemente del estado al que se lleve el fluido de trabajo, existen distintos tipos de ciclos de potencia que se pueden implementar en una central solar de torre central como la que se presenta en este proyecto. A continuación se describen brevemente los principales ciclos que existen, descritos en *"Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower"* (Al-Sulaiman and Atif, 2015).

-Ciclo simple: está formado por un compresor, una turbina, un condensador y una fuente de calor, que en este caso será el intercambiador de calor. La eficiencia de este tipo de ciclos suele ser baja debido a que se desperdicia todo el calor que sale de la turbina. Este ciclo y el siguiente serán explicados con más detalle en el siguiente capítulo.

-Con regeneración: a la configuración anterior se le añade un regenerador colocado a la salida del compresor, por donde circula el fluido procedente de la turbina. Esto hace que el fluido se precaliente antes de entrar en el receptor, aprovechando así el calor procedente de la turbina.

-Ciclo con pre-compresión: respecto a la configuración del ciclo simple, a este ciclo se le añaden dos recuperadores (o regeneradores) de calor y un compresor. La disposición es la que se muestra en la Figura 18. Al salir del primer compresor (1), el fluido es precalentado en el regenerador de baja temperatura (LTR -*Low Temperature Regenerator*-), antes de entrar en el regenerador de alta temperatura (HTR -*High Temperature Regenerator*-), para luego pasar por el intercambiador. El HTR funciona gracias al calor aportado por el fluido al salir de la turbina. Por otra parte, se utiliza otro compresor para comprimir el fluido que sale de HTR para después hacerlo circular por el LTR.

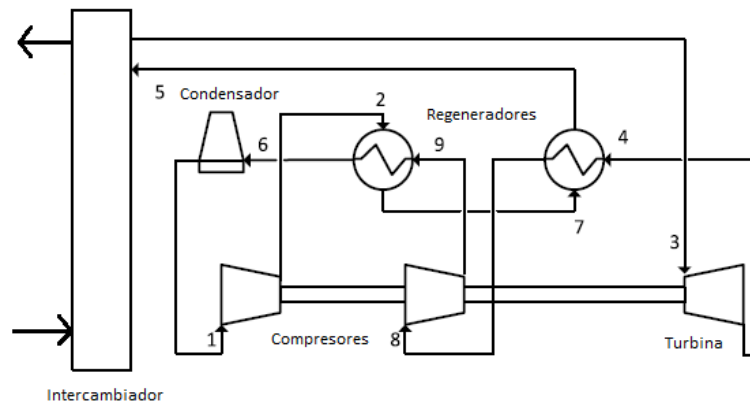


Figura 18. Ciclo con pre-compresión (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015)

-Ciclo con expansión por etapas: en este tipo de ciclo, la expansión del fluido se produce en dos etapas distintas, es decir, existen dos turbinas. El flujo es dividido en dos corrientes en el LTR y antes de pasar por el condensador, como se puede apreciar en la Figura 19. Una corriente va por el compresor 1 a través del condensador y el otro hacia el compresor 2. En consecuencia, el sistema pierde menos calor, y la cantidad de energía que es necesario suministrar al compresor se ve reducida a pesar de que haya dos compresores. Por tanto, la eficiencia térmica aumenta.

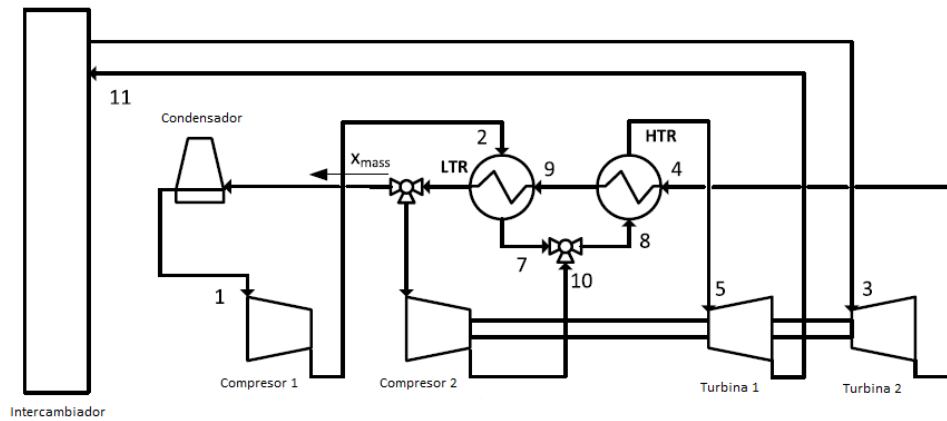


Figura 19. Ciclo con expansión por etapas (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015)

-**Ciclo con recompresión:** este ciclo tiene la misma configuración que el ciclo con expansión por etapas con la salvedad de que solo tiene una turbina, es decir, una etapa (Figura 20). Este ciclo tiene una gran eficiencia energética y supone un ahorro económico respecto al anterior.

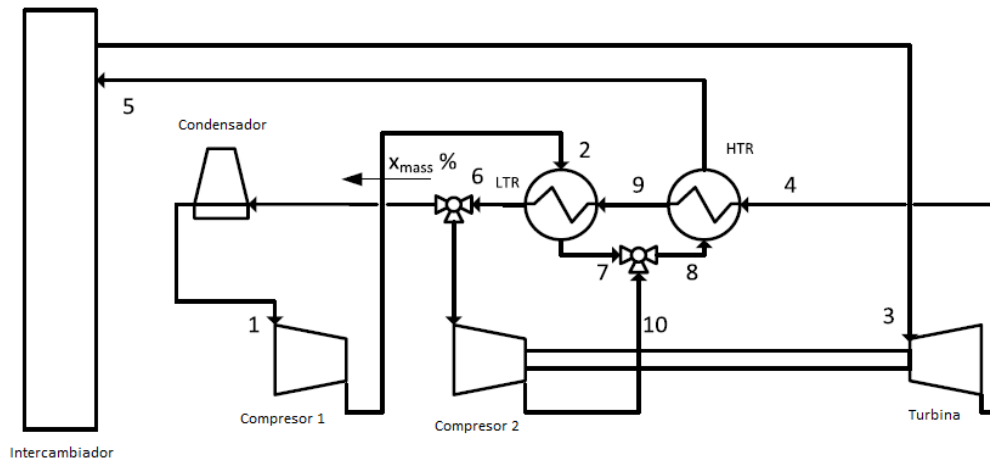


Figura 20. Ciclo con recompresión (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015)

Capítulo 3. Descripción y método de diseño

3.1 Descripción general del sistema

El presente proyecto se basa en el diseño y análisis de una central térmica de torre central con almacenamiento que se describe a continuación.

La energía que esta planta obtiene para poder producir la potencia útil fijada para el diseño se obtiene del sol. Para ello se dispondrá de una serie de heliostatos colocados alrededor de la torre central formando círculos concéntricos, colocados de tal manera que reflejan la luz solar que reciben en un receptor colocado en lo alto de la torre de potencia. Por este receptor circula, a través de cientos de pequeños tubos, sodio en estado líquido, que será el fluido encargado de absorber el calor que llega al receptor y transportarlo hasta un tanque de almacenamiento caliente donde residirá durante cierto tiempo. Almacenar el fluido caliente hace que la planta pueda funcionar también cuando no se absorba el calor necesario durante ciertas horas del día. También se dispone de una caldera de gas situada entre ambos tanques para poder producir calor cuando el receptor no esté activo.

A continuación, parte del fluido que llega al tanque caliente circulará por un intercambiador de calor donde cederá energía térmica al dióxido de carbono en estado supercrítico que será el que circule por el ciclo que permitirá producir la potencia requerida. Una vez el sodio frío sale del intercambiador llegará a un tanque donde se almacenará hasta que vuelva de nuevo a la torre de potencia para continuar el ciclo.

El CO₂ mencionado anteriormente es el fluido térmico con el que trabaja un ciclo de potencia Brayton, que será el que produzca la potencia útil de la planta solar. Al salir del intercambiador en condiciones supercríticas, el fluido llega a la entrada de una turbina que, girando solidariamente con un alternador, hace que se produzca electricidad que será recogida por la red eléctrica. Después, el fluido, tras completar el ciclo de potencia, llegará al intercambiador para alcanzar de nuevo las condiciones óptimas para la generación de energía.

3.2 Ciclo de potencia

A continuación se explican dos de los ciclos que se han tenido en cuenta para el diseño de esta central, el ciclo simple y el ciclo con regeneración.

3.2.1 Ciclo simple

El primer ciclo térmico que se ha tenido en consideración es un ciclo Brayton cerrado simple. Este ciclo consta de un compresor, una turbina, un condensador, y un intercambiador de calor. A continuación se exponen los procesos térmicos que tienen lugar en el ciclo haciendo hincapié en las irreversibilidades que distinguen un ciclo real de uno ideal.

Para el ciclo ideal, el primer proceso (1 – 2) es el de la compresión isentrópica del fluido a través del compresor por el cual se aumenta la presión del fluido de la línea de baja presión a la línea de alta presión, aumentando levemente su temperatura. El trabajo específico consumido por el compresor se puede expresar como:

$$\dot{W}_{1-2} = h_2 - h_1$$

Donde \dot{W}_{1-2} es el trabajo específico que se le aporta al fluido de 1 a 2. Tanto en esta ecuación, como en todas las de este apartado del trabajo (3.2), h corresponde a la entalpía del fluido de trabajo en el estado que indique el subíndice. En caso de que el subíndice tenga una comilla ('), indica que el fluido se encuentra en estado real y no el ideal.

En este proceso el calor intercambiado entre el dispositivo y el fluido es nulo. En cambio, para el ciclo ideal, este proceso no es isentrópico, ya que hay un pequeño aumento de entropía, obteniendo así, un trabajo específico de:

$$\dot{W}_{1-2'} = h_{2'} - h_1$$

Donde $h_{2'}$ es la entalpía real del fluido en el punto 2. Esta expresión se puede dejar en función de la eficiencia isentrópica del compresor (η_c):

$$\dot{W}_{1-2'} = \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_c}$$

De esta forma el trabajo consumido por el compresor será menor cuanto mayor sea su eficiencia. El calor que se obtiene en este proceso y que hace que aumente la temperatura proviene de un aumento de energía interna del fluido y no de una aportación de calor externa, por lo que no se tendrá en cuenta al hacer los cálculos de calor neto o rendimiento. Este calor (\dot{Q}) sería igual a:

$$\dot{Q} = h_{2'} - h_2$$

En la segunda etapa el fluido térmico absorbe el calor procedente del sodio del circuito de absorción de calor a través del intercambiador de calor para incrementar así la temperatura desde el punto 2 al 3 a una presión constante. El trabajo en este proceso es nulo y el calor

absorbido se puede calcular mediante la siguiente ecuación, donde \dot{Q}_{2-3} es el calor absorbido por el fluido desde 2 hasta 3, y

$$\dot{Q}_{2-3} = h_3 - h_2$$

Si se tienen en cuenta las pérdidas en el compresor quedaría:

$$\dot{Q}_{2'-3} = h_3 - h_{2'}$$

En la tercera etapa es donde tiene lugar la expansión volumétrica del fluido en la turbina de donde obtenemos el trabajo (\dot{W}_{3-4}). En el ciclo ideal, esta expansión es isentrópica, por tanto tenemos que:

$$\dot{W}_{3-4} = h_3 - h_4$$

En cambio, si se tiene en cuenta la eficiencia de la turbina, se produce un aumento de la entropía en el proceso que hace que el trabajo obtenido sea:

$$\dot{W}_{3-4'} = h_3 - h_{4'}$$

o bien,

$$\dot{W}_{3-4'} = \eta_t(h_3 - h_4)$$

Donde η_t es la eficiencia de la turbina.

En este proceso, como en el de compresión, se produce una liberación de energía interna en el fluido que hace que haya un calor

$$\dot{Q} = h_{4'} - h_4$$

en esta etapa pero que, como anteriormente, no se tendrá en cuenta en los cálculos debido a su pequeño valor.

Finalmente, el fluido pasa al intercambiador de calor donde se enfría hasta alcanzar la temperatura del punto 1. El trabajo en esta etapa es nulo mientras que el calor cedido por el fluido al circuito del refrigerante (\dot{Q}_{4-1}) vendrá dado por la ecuación

$$\dot{Q}_{4-1} = h_4 - h_1$$

para el ciclo ideal y

$$\dot{Q}_{4'-1} = h_{4'} - h_1$$

para el ciclo real.

3.2.2 Ciclo regenerativo

El ciclo regenerativo se basa en los mismos principios que el ciclo simple pero se incorpora al ciclo otro intercambiador de calor que aprovechará la energía térmica de la salida de la turbina para aumentar la temperatura del fluido térmico antes de pasar por el intercambiador de calor con el sodio. La Figura 21 muestra un esquema de los componentes del ciclo.

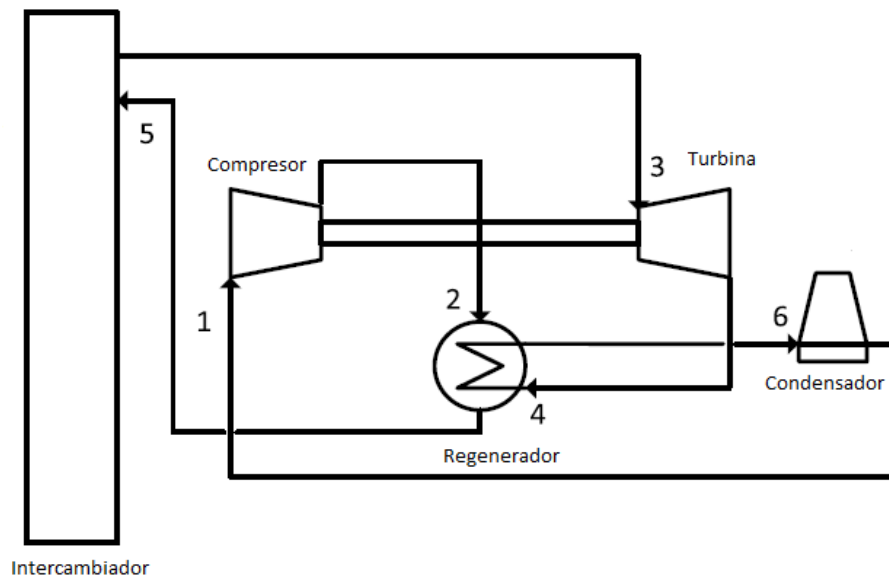


Figura 21. Esquema de un ciclo de potencia con regeneración (Adaptado de Al-Sulaiman and Atif, 2015)

Con este aumento de temperatura en la entrada de la turbina se consigue obtener un mayor trabajo mecánico para el mismo calor introducido en el intercambiador. Esto hace que el rendimiento del ciclo sea mayor que el de un ciclo simple. En las Figuras 22 y 23 se puede ver los diagrama Temperatura –Entropía (T-S) del ciclo regenerativo ideal y real que se explican a continuación (las magnitudes no se tienen en cuenta). En estos diagramas, los números marcados con un número corresponden a cada uno de los estados por los que pasa el fluido.

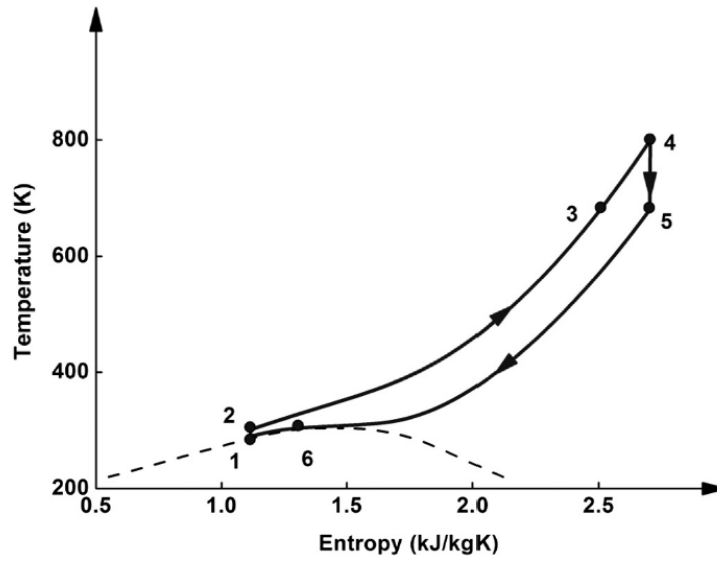


Figura 22. Diagrama Temperatura - Entropía del ciclo con regeneración ideal (Liu et al., 2014)

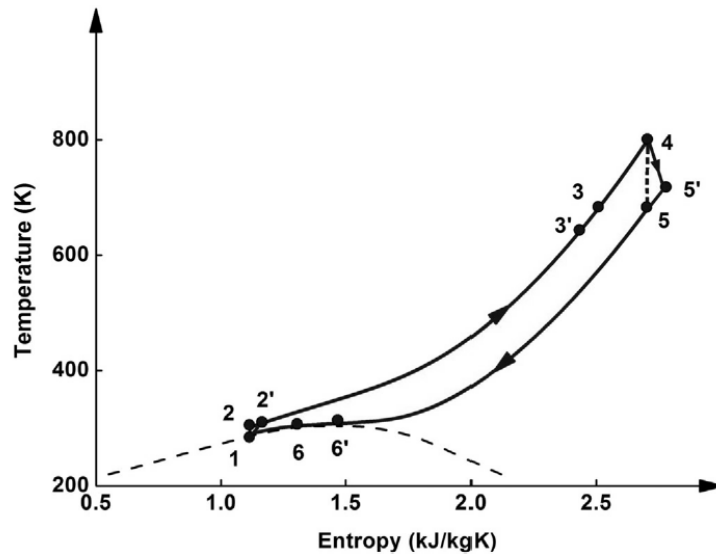


Figura 23. Diagrama Temperatura - Entropía con regeneración real (Liu, et al., 2014)

Para el ciclo ideal, el primer proceso (1 – 2) es el de la compresión isentrópica del fluido a través del compresor por el cual se aumenta la presión del fluido de la línea de baja presión a la línea de alta presión de todo el proceso, aumentando levemente su temperatura. El trabajo específico (\dot{W}_{1-2}) consumido por el compresor se puede expresar como:

$$\dot{W}_{c(ideal)} = \dot{W}_{1-2} = h_2 - h_1, \quad (1)$$

En esta fase el calor absorbido o cedido es nulo. En cambio, para el ciclo ideal este proceso no es isentrópico ya que hay un pequeño aumento de entropía, obteniendo así, un trabajo específico ($\dot{W}_{1-2'}$) de:

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{1-2'} = h_{2'} - h_1 \quad (2)$$

Esta expresión se puede dejar en función de la eficiencia isentrópica del compresor (η_c):

$$\dot{W}_{1-2'} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c}, \quad (3)$$

De esta forma el trabajo consumido por el compresor será menor cuanto mayor sea su eficiencia. El calor que se obtiene en este proceso y que hace que aumente la temperatura proviene de un aumento de energía interna del fluido y no de una aportación de calor externa, por lo que no se tendrá en cuenta al hacer los cálculos de calor neto o rendimiento. Este calor sería igual a

$$\dot{Q} = h_{2'} - h_2 \quad (4)$$

A continuación el fluido pasa al regenerador, donde incrementa su temperatura considerablemente al absorber el calor procedente del fluido recién expandido en la turbina. Este calor en el ciclo ideal será:

$$\dot{Q}_{2-3} = h_3 - h_2 \quad (5)$$

Mientras que para el ciclo real, aparte de tener en cuenta la eficiencia isentrópica del compresor, hay que tener también en consideración la eficiencia del regenerador, ya que el fluido solo podrá absorber una parte del calor cedido por el fluido proveniente de la turbina. Esta eficiencia será mayor cuanto menor sea la diferencia de temperaturas entre el punto 2', que es el estado en el que se encuentra el fluido frío en la entrada al regenerador, y el punto 5' del ciclo, que será la entrada del fluido caliente al regenerador. El calor absorbido por el fluido frío entre 2' y 3', $\dot{Q}_{2'-3'}$, será:

$$\dot{Q}_{2'-3'} = h_{3'} - h_{2'} \quad (6)$$

En la tercera etapa el fluido térmico absorbe el calor procedente del sodio del circuito que pasa por el receptor para incrementar así la temperatura desde el punto 3' al 4 a una presión constante. El trabajo en este proceso es nulo y el calor absorbido (\dot{Q}_{in}) se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{3'-4} = h_4 - h_{3'} \quad (7)$$

En la siguiente etapa es donde tiene lugar la expansión volumétrica del fluido en la turbina, que es de donde obtenemos el trabajo. En el ciclo ideal, esta expansión es isentrópica, por tanto se tiene que el trabajo absorbido por la turbina (\dot{W}_{4-5}) es:

$$\dot{W}_{t(ideal)} = \dot{W}_{4-5} = h_4 - h_5 \quad (8)$$

En cambio, si se tiene en cuenta la eficiencia de la turbina (η_t), se produce un aumento de la entropía en el proceso que hace que el trabajo obtenido sea:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{4-5'} = h_4 - h_{5'} \quad (9)$$

o bien, utilizando la eficiencia de la turbina:

$$\dot{W}_{4-5'} = \eta_t(h_4 - h_5) \quad (10)$$

En este proceso, como en el de compresión, se produce una liberación de energía interna en el fluido que hace que se transfiera un calor

$$\dot{Q} = h_{5'} - h_5, \quad (11)$$

en esta etapa pero que, como anteriormente, no se tendrá en cuenta en los cálculos debido a su pequeño valor.

En la siguiente etapa el fluido pasa por regenerador para ceder calor al fluido que va hacia la torre de concentración solar, disminuyendo así su temperatura, a una presión constante, hasta el punto 6' (el punto 6 corresponde al estado en el que se encontraría el fluido al entrar en el condensador, si no se tuviese en cuenta la eficiencia del regenerador). El trabajo realizado es nulo mientras que el calor cedido será igual al calor absorbido por el fluido en la etapa 2'-3'. Mediante un balance de energía en el regenerador, es posible hallar sin dificultad la entalpía en el punto 6'.

$$\dot{Q}_{2'-3'} = h_{3'} - h_{2'} = h_{5'} - h_{6'} = \dot{Q}_{5'-6'} \quad (12)$$

Donde $\dot{Q}_{5'-6'}$ es el calor cedido por el fluido entre 5' y 6'.

Finalmente, el fluido pasa al condensador donde se enfría hasta alcanzar la temperatura del punto 1. El trabajo en esta etapa es nulo mientras que el calor cedido por el fluido al circuito del refrigerante vendrá dado por la ecuación

$$\dot{Q}_{6-1} = h_{6'} - h_1 \quad (13)$$

para el ciclo ideal y

$$\dot{Q}_{6'-1} = h_{6'} - h_1 \quad (14)$$

para el ciclo real.

Por tanto estos son los procesos que se dan en un ciclo de potencia con regeneración, como el que se va a aplicar y analizar para la central de este trabajo en el siguiente capítulo.

3.2.3 Fluido térmico: CO₂

La central térmica de torre central producirá energía eléctrica gracias a un ciclo de potencia cuya fuente de calor será un intercambiador de calor. Se han analizado dos ciclos Brayton que se abordarán más adelante: ciclo simple y ciclo con regeneración.

Ambos tienen como fluido térmico el dióxido de carbono en estado supercrítico, es decir, con temperaturas y presiones superiores al punto crítico, cuyos valores son, respectivamente, 304,2 K y 7,39 MPa.

En estas condiciones, el CO₂ ofrece unas características muy favorables para su uso en este tipo de plantas térmicas ya que combina ventajas del ciclo de vapor Rankine con las del ciclo de gas Brayton. Esto se ilustra en la Figura 24, donde se muestra un ciclo de vapor y uno de gas para obtener un ciclo con CO₂ en estado supercrítico (S-CO₂). Las principales ventajas de este

ciclo son las siguientes: el trabajo de compresión se ve reducido ya que se comprime en la región incompresible del fluido y, al mismo tiempo, se puede incrementar la temperatura de entrada en la turbina considerablemente ya que en este estado, el CO_2 es menos corrosivo que el vapor, haciéndolo compatible con más materiales de construcción.

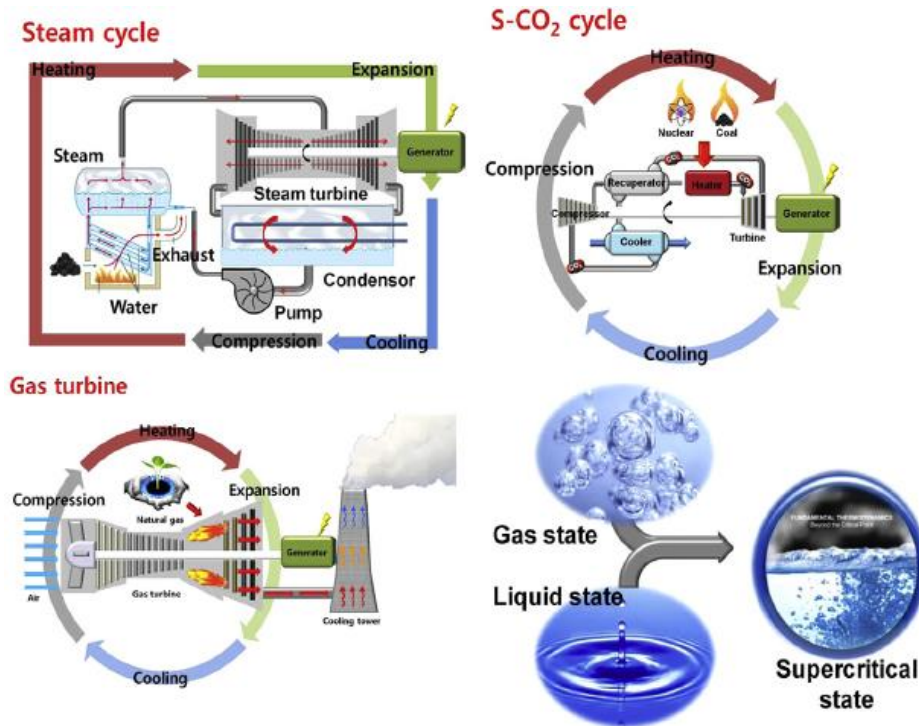


Figura 24. Diagrama ilustrativo sobre el estado supercrítico (Ahn et al., 2015)

Otra de las ventajas importantes es que el dióxido de carbono bajo grandes presiones puede alcanzar densidades muy altas, lo que hace que en estado supercrítico se pueda almacenar de forma más eficiente ocupando menos espacio, pudiendo fabricar así una turbomaquinaria hasta 10 veces menor que una de vapor (Ahn et al., 2015).

Además, el CO_2 es un gas que no es tóxico y que forma parte de la composición del aire que nos rodea, por tanto no tiene peligro a la hora de manipularlo. Las condiciones necesarias para conseguir que el gas se encuentre en estado supercrítico son fácilmente alcanzables en comparación con otros fluidos térmicos. Cabe añadir que el cambio de fase de estado supercrítico a gas o líquido no conlleva una absorción o emisión de energía por lo que no es un factor que pueda alterar el funcionamiento del proceso.

3.2.4 Método de cálculo

Una vez conocidos los dos tipos de ciclos a analizar se escoge un rango de temperaturas y de presiones características del ciclo para poder realizar los cálculos que permiten calcular tanto el rendimiento como los calores y trabajos específicos de cada uno de los ciclos para poder decidir cuál de ellos cumple mejor los requerimientos del diseño. Para ello se ha utilizado como punto de partida y de apoyo el artículo *“A solar energy storage and power generation system base don supercritical carbón dioxide”* (Liu, 2014). De este artículo se toman algunas de las condiciones del ciclo, como los siguientes valores (enumeración correspondiente a la Figura 23), comunes a todos los ciclos estudiados:

-Línea de presión baja: $P_1 = P_5 = P_{5'} = P_6 = P_{6'} = P_{baja} = 80 \text{ bar}$

-Temperatura de entrada al compresor: $T_1 = 290 \text{ K}$

-Eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor: $\eta_t = \eta_c = 85\%$

A su vez, se ha seleccionado una eficiencia del regenerador constante de 0,75 ($\varepsilon = 75\%$) acorde con el estado del arte para este tipo de intercambiadores de calor. Se mantiene constante ya que los flujos no cambian.

Combinando los distintos valores de la presión más alta y de la temperatura más alta del ciclo (punto 4), se obtienen 12 ciclos distintos a analizar.

A pesar de haber considerado tanto el ciclo simple como el ciclo con regeneración, para los cálculos únicamente se ha desarrollado el ciclo regenerativo. Esto se debe a que se ha asumido que el ciclo regenerativo va a tener mayores prestaciones en cuanto a eficiencia térmica y a potencia obtenida. Este supuesto se debe a la lectura del artículo *“Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower”* (Al-Sulaiman and Atif, 2015). En él se compara la eficiencia térmica y la potencia neta obtenida para las mismas condiciones de operación y en distintos días del año, para cinco ciclos distintos: simple, con regeneración, con recompresión, con pre-compresión y con expansión por etapas. El artículo concluye que, a pesar de tener una configuración más simple que el resto de ciclos, el ciclo con regeneración era el que obtuvo los segundos mejores resultados por detrás del ciclo con recompresión. Es por ello por lo que, buscando el equilibrio entre el presupuesto de toda la instalación y las prestaciones que ofrece cada uno de los ciclos, se decidió apostar por el ciclo con regeneración.

El proceso de cálculo llevado a cabo para obtener la eficiencia térmica y la potencia obtenida para cada uno de los ciclos a las distintas presiones y temperaturas es el siguiente. Se ha utilizado un software de cálculo de propiedades termodinámicas para facilitar el proceso llamado miniREFPROP (software desarrollado por NIST -*National Institute of Standards and Technology*-, una institución perteneciente al Departamento de Comercio de los Estados Unidos de America), el cual te permite calcular presión, temperatura, entropía, entalpía y densidad de forma rápida, al introducir dos de esas propiedades. A su vez también se ha hecho uso de unas tablas de CO_2 en estado de saturación, transcrito y supercrítico llevando a cabo métodos de interpolación.

Por tanto, para calcular las propiedades del estado 1 del S-CO₂ ya se dispone tanto de T1 como de P1, por lo que el cálculo es inmediato. Para obtener las propiedades en el estado 2 basta con saber la entropía del estado 1, ya que es la misma, y la presión alta del ciclo, que es también conocida.

En el estado 2' sabemos la presión y también la eficiencia isentrópica del compresor por lo que se puede obtener la entalpía a partir de las ecuaciones (1) y (2):

$$\eta_c = \frac{W_{c(ideal)}}{W_c} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}; \quad (15)$$

$$h_{2'} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} + h_1;$$

De esta forma ya se pueden obtener el resto de propiedades del fluido en el estado 2'.

A continuación, se pasa a calcular las propiedades del estado 4 y el 5 de la misma forma que se hizo en los estados 1 y 2, ya que se tiene tanto la temperatura como la presión del estado 4. Una vez es conocido el estado 5, 5' se calcula de forma similar al estado 2', utilizando las ecuaciones (8) y (9) y la eficiencia isentrópica de la turbina.

$$\eta_t = \frac{W_t}{\dot{W}_{t(ideal)}} = \frac{h_4 - h_{5'}}{h_4 - h_5}; \quad (16)$$

$$h_{5'} = h_4 - \eta_t \cdot (h_4 - h_5);$$

Una vez se conoce la temperatura del estado 5, T₅, se puede calcular la temperatura en el estado 3' haciendo uso de la eficiencia del regenerador:

$$\varepsilon = \frac{T_{3'} - T_{2'}}{T_{5'} - T_{2'}} \quad (17)$$

$$T_{3'} = T_{2'} + \varepsilon \cdot (T_{5'} - T_{2'});$$

Como la presión en este punto es conocida, se puede calcular el resto de propiedades.

Por último, para calcular las propiedades del estado 6 es necesario hacer un sencillo balance de energía en el regenerador:

$$\dot{m} \cdot (h_3 - h_2') = \dot{m} \cdot (h_5' - h_{6'}); \quad (18)$$

Como el flujo másico que circula por ambos sentidos del regenerador es el mismo, despejando h_{6'}, se obtiene:

$$h_{6'} = h_5' - h_3 + h_2';$$

Por tanto, el estado 6' también queda completamente definido.

Una vez se saben las entalpías de todos los estados, se pueden calcular fácilmente los trabajos desarrollados por la turbina y el compresor, así como el calor que se aporta en el intercambiador. Para calcular el trabajo específico desarrollado por el compresor y la turbina se utilizan las ecuaciones (2) y (9) respectivamente:

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{1-2'} = h_{2'} - h_1;$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{4-5'} = h_4 - h_{5'};$$

Ahora se calcula el trabajo neto del ciclo, que es la diferencia entre ambos:

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_t - \dot{W}_c; \quad (19)$$

Se hace uso de la ecuación (7) para calcular el calor cedido por el sodio en el intercambiador por unidad de masa de CO₂:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{3'-4} = h_4 - h_{3'};$$

Finalmente, se procede a calcular el rendimiento térmico del ciclo:

$$\eta_{térmico} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{in}} \quad (20)$$

3.3 Campo de heliostatos

El campo de heliostatos es esencial para el buen funcionamiento de toda la planta ya que son los encargados de captar la máxima radiación solar posible y concentrarla en el receptor solar. Los heliostatos constan de un conjunto de espejos planos, que actúan como superficie reflectante, denominados facetas, dispuestos convenientemente sobre una estructura soporte que a su vez dispone de un mecanismo de seguimiento solar. En este caso, el mecanismo estará dotado de dos ejes de seguimiento solar: azimutal y de elevación. Esto le permitirá captar la máxima radiación posible. Las facetas están fabricadas generalmente de vidrio, sobre el que se deposita una capa reflectante de plata o aluminio, junto con una capa de pintura por la parte posterior que la protege.

Debido a la geometría cilíndrica del receptor que se va a utilizar en esta central, la disposición del campo de heliostatos será completamente circular alrededor de la torre, como se muestra en la Figura 25. El campo de espejos estará formado por círculos concéntricos de forma que el radio de cada anillo de heliostatos vaya aumentando respecto al anterior. Asimismo, habrá una separación entre cada heliostato de un mismo anillo, como es lógico.



Figura 25. Central termosolar de torre Gemasolar, en Sevilla (Torresolenergy.com, 2016)

El primer anillo de espejos estará situado a una distancia de la torre igual a la mitad de su altura. A partir del primer anillo, la distancia respecto al anillo anterior irá aumentando de forma gradual para evitar el apantallamiento entre ambas filas, conforme a la siguiente ecuación:

$$\Delta R(i) = \sqrt{A} \cdot \left(1,25 + \frac{i}{20}\right) = \sqrt{120} \cdot \left(1,25 + \frac{i}{20}\right) \quad (21)$$

Donde “A” es el área de cada heliostato, que es constante, “i” es el número del anillo para el que se está realizando el cálculo, siendo el primer anillo $i=0$, y ΔR es la distancia que hay respecto al anillo anterior, es decir, lo que aumenta el radio.

Para determinar la separación que habrá entre cada espejo de un mismo anillo se utilizará la misma relación que se ha utilizado anteriormente. Para ello, primero se necesita determinar la separación que habrá entre los heliostatos del primer anillo, que será de 1,5 veces su longitud característica, es decir, $1,5 \cdot \sqrt{A}$. La ecuación que determinará la distancia entre heliostatos para cada anillo será:

$$\Delta L(i) = \sqrt{A} \cdot \left(1,5 + \frac{i}{20}\right) = \sqrt{120} \cdot \left(1,5 + \frac{i}{20}\right) \quad (22)$$

Siendo ΔL la distancia entre heliostatos e “i” el número del anillo para el que se realiza el cálculo. Sabiendo la separación entre cada espejo, $\Delta L(i)$, y la distancia a la que se encuentran de la torre, $R(i)$, se determina el número de heliostatos que habrá en cada anillo del campo, $NH(i)$:

$$NH(i) = \frac{2 \cdot \pi \cdot R(i)}{\Delta L(i)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R(i)}{\sqrt{120} \cdot \left(1,5 + \frac{i}{20}\right)}$$

También es de interés calcular el área total cubierta por el campo de heliostatos por motivos de coste y disponibilidad del terreno. Conociendo el radio, el área cubierta por cada anillo se puede determinar fácilmente:

$$\text{Área} = \pi * R(i)^2 \quad (23)$$

3.3.1 Rendimiento óptico

El rendimiento de la planta depende en gran medida de la cantidad de energía térmica que el campo de heliostatos es capaz de reflejar directamente en el receptor solar. Como no toda la radiación que llega a la superficie terrestre es reflejada por los heliostatos, ni toda la radiación reflejada por los mismos llega a su destino final, es necesario definir el concepto de rendimiento óptico. El rendimiento óptico es el cociente entre la energía neta captada por el receptor y la energía total irradiada por el sol sobre las superficies colectoras. Es por ello por lo que a continuación se exponen los factores que se han considerado en este proyecto, que hacen que se produzcan estas pérdidas de energía.

-Factor coseno: son pérdidas debido a defectos en el seguimiento solar del espejo, que hace que la superficie reflectora no se encuentre en el plano perpendicular a los rayos del sol. Son proporcionales al coseno del ángulo de inclinación de la normal al heliostato con respecto a los rayos solares. Depende de los siguientes factores: posición del heliostato, latitud, altura de la torre, y día y hora en el que esté. Es por esto por lo que cada heliostato posee un factor coseno distinto. El efecto coseno supone la mayor pérdida de energía que se produce en el campo solar, y suele tener un valor aproximado del 20% de la radiación incidente (bibing.us.es, 2013).

-Factor de desbordamiento: corresponde a la fracción de la radiación que es reflejada por el campo de heliostatos que no consigue alcanzar la superficie del receptor. Se debe principalmente a errores en el seguimiento del movimiento del sol por parte de los heliostatos, así como a errores en la pendiente del suelo donde se construye el campo de heliostatos. Tendrá un valor de 0,9.

-Pérdidas por sombras y bloqueos. La sombra que tanto los heliostatos, como la torre, o cualquier otro elemento de construcción ejerce sobre los heliostatos, causa una reducción del área de reflexión que ocasiona pérdidas importantes (ver Figura 26). También se producen pérdidas cuando la luz que es reflejada por los heliostatos y va hacia la torre, es interceptada por cualquiera de los elementos antes descritos (ver Figura 27). Se utiliza un único factor para ambos fenómenos debido a que puede haber partes de los heliostatos que se encuentren sombreadas y bloqueadas al mismo tiempo. Se ha cuantificado en 0,95.

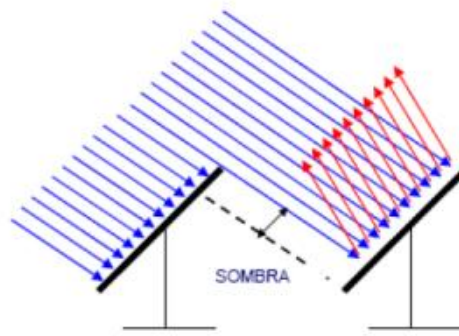


Figura 26. Esquema de la posible sombra ejercida por unos heliostatos sobre otros (bibing.us.es, 2013)

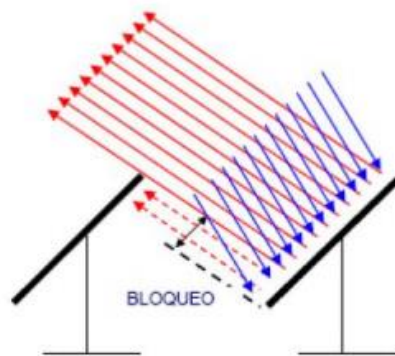


Figura 27. Esquema del posible bloqueo ejercido por unos heliostatos sobre otros (bibing.us.es, 2013)

-Atenuación atmosférica. En su camino desde el heliostato hacia la torre, la radiación sufre una atenuación debida a procesos de absorción por parte del agua y del dióxido de carbono presentes en la atmosfera. Este factor depende en gran medida de las condiciones atmosféricas y de la turbiedad del aire. Será mayor cuando mayor sea la distancia que la radiación tiene que recorrer. Normalmente este factor tiene un valor de 0,95.

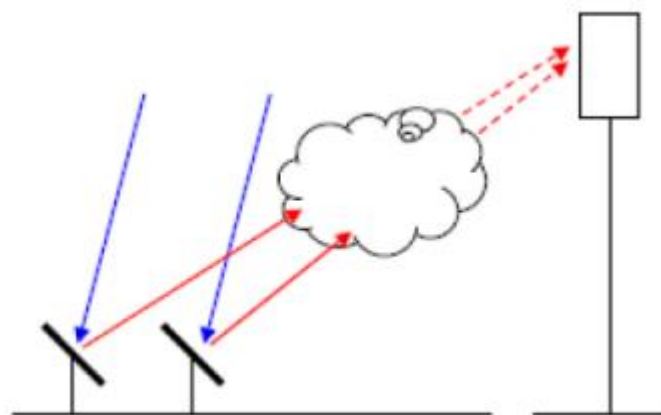


Figura 28. Esquema sobre la atenuación atmosférica que sufre la radiación desde el heliostato hasta el receptor (bibing.us.es, 2013)

Para realizar el cálculo de estos rendimientos se ha utilizado como referencia el artículo *“Assessment of Solar Power Tower Driven Ultrasupercritical Steam Cycles Applying Tubular Central Receivers With Varied Heat Transfer Media”* (Singer et al., 2010), donde se analiza, entre otras cosas, el rendimiento de un campo de 4633 heliostatos. Como el número de heliostatos de la central de este trabajo será previsiblemente mucho menor, el análisis del rendimiento óptico de la central será conservador. En la Figura 29 se muestra la eficiencia óptica del campo de heliostatos (eje vertical izquierdo) para distintos ángulos azimutales (eje derecho) y de elevación (eje de abscisas).

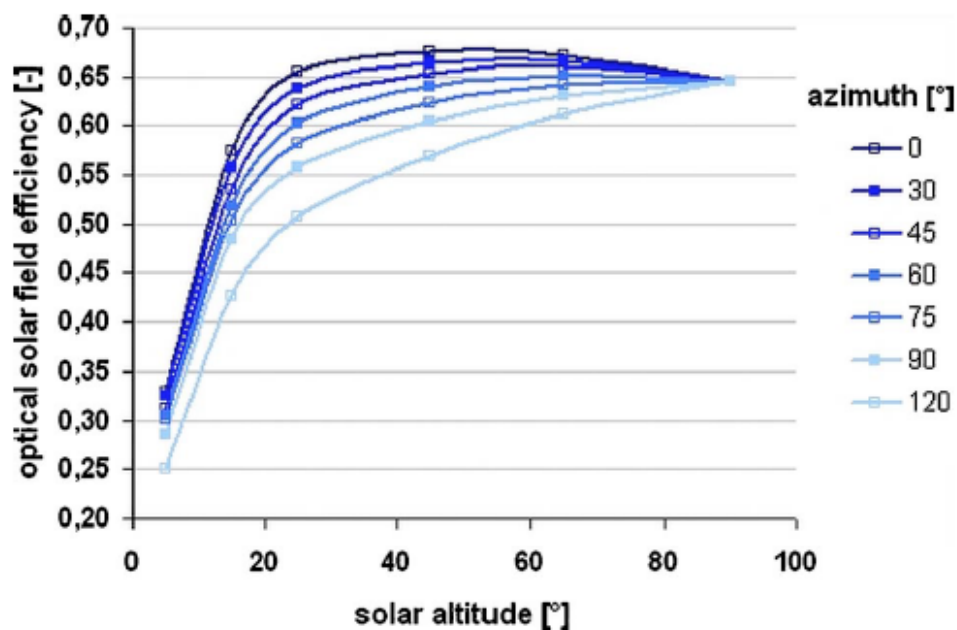


Figura 29. Eficiencia óptica del campo de heliostatos para distintos ángulos azimutales (ordenadas-derecha) y de elevación (abscisas) (Singer et al., 2010)

Según se indica en el artículo, las pérdidas térmicas que se han tenido en cuenta para la realización de este gráfico son las siguientes: efecto coseno, sombras y bloqueos, atenuación atmosférica y factor de desbordamiento.

Para aplicar esta gráfica se utilizarán los ángulos azimutales y de elevación a las distintas horas del día de diseño elegido para obtener así el rendimiento óptico a cada hora. El ángulo azimutal (α) se define como el ángulo comprendido entre la dirección Sur y la dirección de la proyección del Sol sobre el plano horizontal. El ángulo de elevación o de altitud (β), es el ángulo comprendido entre la posición del Sol y su proyección sobre el plano horizontal. Su ángulo complementario es el ángulo cenital (ψ). Por tanto, para poder aplicar la gráfica de referencia a este análisis, hay que calcular el ángulo de elevación a partir del ángulo zenital mediante la siguiente igualdad:

$$\alpha = 90^\circ - \theta \quad (24)$$

A parte de las pérdidas térmicas que se han tenido en cuenta en este trabajo para el cálculo del rendimiento óptico, existen otros tipos de pérdidas, que aunque son de menor importancia, se explican a continuación.

-Reflectividad. La reflectividad de las facetas no es perfecta, es decir, no toda la radiación incidente en el heliostato es reflejada hacia la torre. Parte de esta radiación es absorbida por el vidrio, y otra parte es reflejada en forma de radiación difusa, la cual no llega a la superficie receptora. Su valor depende en gran medida de la longitud de onda de la radiación y del material usado como superficie reflectante.

- Suciedad. Como es lógico, la acumulación de suciedad sobre la superficie reflectora hace que parte de la radiación no salga reflejada.

-Aberración óptica. Se producen pérdidas de energía térmica debido a rugosidades existentes en la superficie de los heliostatos que son normalmente debidas a ondulaciones del cristal por defectos de fabricación, o por el calor.

3.4 Receptor solar

3.4.1 Geometría

El receptor solar es una estructura situada en lo alto de la torre de potencia que alberga los pequeños tubos por los que circula el fluido térmico de forma que se reduzcan al máximo las posibles pérdidas de energía calorífica que se transfiere al fluido.

El receptor que se utilizará en este trabajo está basado en el receptor de la central Gemasolar, localizada en Sevilla. Éste es un receptor de tipo exterior circular de 10,6 m de alto y 8,1 m de diámetro, como se muestra en la Figura 30. Para este proyecto, en cambio, se ha elegido un diámetro de la misma longitud que la altura, es decir, de 10,6 m, para que de esta forma tenga el área frontal cuadrada. A lo largo de todo el perímetro exterior del receptor se encuentran alojados 16 paneles colocados de forma consecutiva, tal y como se aprecia en la Figura 30. Cada panel alberga en su interior un mismo número de pequeños tubos por donde circula el sodio fundido.



Figura 30. Ilustración del receptor solar de la central Gemasolar (Torresolenergy.com, 2016)

El diámetro exterior de cada uno de los tubos es de 35 mm, con un espesor de 1,25 mm. Los tubos están separados entre sí por una distancia de 2mm, a diferencia de Gemasolar, que contaba con una separación de 5 mm, ya que la tecnología actual permite esta pequeña separación. Por tanto, en cada panel hay 56 tubos. En consecuencia, hay un total de 896 tubos en el receptor. El fluido térmico, al llegar a la entrada del receptor, se divide en dos flujos idénticos de forma que cada flujo recorrerá la mitad de los paneles del receptor, es decir, 8 paneles, y al final de ambos recorridos, los flujos se vuelven a juntar en una única tubería.

El material del que estarán hechos los tubos del receptor será una aleación de acero al níquel con bajo contenido de oxígeno diluido, llamada AISI 316. La elección se ha hecho siguiendo la recomendación del artículo “*Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems*” (Pacio and Wetzel, 2013). En él se asegura que el mayor problema para la elección del material que trate con el sodio fundido es la posible corrosión provocada por impurezas no metálicas principalmente diluidas en oxígeno. La aleación con níquel, en un porcentaje de 10 – 14% se utiliza porque aumenta el nivel crítico de temperatura y no forma carburos ni óxidos, aumentando la resistencia del material sin disminuir la ductilidad (Irestal, 2016). Tiene también cierto contenido en cromo (16- 18%) para aportarle al material más resistencia al desgaste y mayor dureza. La conductividad térmica de este material es de 21 W/mK (Irestal, 2016).

3.4.2 Fluido térmico: sodio fundido

Como ya se ha comentado anteriormente, el fluido encargado de la transmisión del calor será sodio fundido, es decir, en estado líquido. Se ha elegido este metal como fluido térmico frente a otro tipo de fluidos que se utilizan en la actualidad, como pueden ser agua, sales fundidas, otro tipo de metales fundidos o incluso aire, debido a una serie de ventajas.

Una de los beneficios más importantes es que posee una alta conductividad térmica lo que hace que el sistema pueda desarrollar una eficiencia de hasta un 15% mayor respecto a otros sistemas que usan sales fundidas, según explica el trabajo *“A review of sodium receiver technologies for central receiver solar power plants”* (Coventry et al., 2015). Otro factor importante que favorece el uso del sodio fundido es que tiene un rango de temperatura para el estado líquido muy amplio, lo que permite alcanzar temperaturas muy altas, para así poder desarrollar más potencia en los distintos sistemas en los que se pueda utilizar. La temperatura de fusión del sodio es de 370,87 K (98°C) y la de ebullición 1156 K (883°C). En la Figura 31 se representa el porcentaje de exergía que se destruye en cada medio de transferencia de calor que se da en el receptor (convección interna – dentro del tubo – y externa, conducción en la pared de los tubos, radiación...) y la que finalmente se mantiene en el fluido, para sales fundidas y para sodio fundido, a distinto rango de temperaturas y de concentración de las sales.

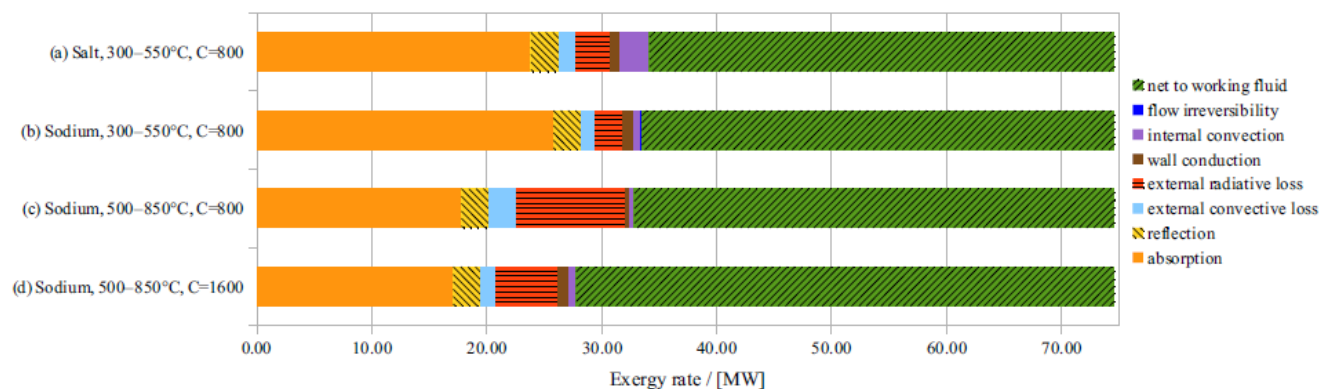


Figura 31. Gráfico de la distribución de la destrucción de exergía (eje de abscisas) en los distintos medios de transferencia de calor (leyenda a la derecha) frente a la exergía que se mantiene (color verde) en los distintos fluidos térmicos (eje vertical izquierdo). (Coventry et al., 2015)

En él se aprecia cómo para un mismo rango de temperaturas (típico rango utilizado para sales fundidas) y grado de concentración (la forma de aumentar el grado de concentración es, o bien reducir el área del receptor, o bien aumentar el área del concentrador – campo de heliostatos –), la exergía transferida al fluido es prácticamente la misma. En cambio, al aumentar tanto el rango de temperaturas como el grado de concentración solar, el sodio mantiene mayor cantidad de exergía (63,2%), de forma que puede desarrollar un trabajo mayor que las sales fundidas (54,2%) (Coventry et al., 2015)

Como el ciclo térmico trabajará únicamente con el sodio en estado líquido, es necesario asegurarse de que no cambie de fase, fijando unas temperaturas límites que no podrá sobrepasar. Por ello se establece una temperatura inferior de 390 K y una superior de 1100 K, que serán, a su vez, las temperaturas estimadas que tendrán los tanques de almacenamiento, frío y caliente, respectivamente. Una vez establecido este margen de trabajo, es de vital importancia conocer como son algunas de las propiedades del sodio más importantes para este intervalo de temperaturas. A continuación se muestran las gráficas que relacionan varias propiedades del sodio con la temperatura (en K), así como el polinomio que rige su comportamiento. Estas ecuaciones han sido obtenidas del artículo *“Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems”* (Boerema et al., 2012) y

verificadas en otros trabajos como “*Thermodynamic and transport properties of sodium liquid and vapor*” (Fink and Leibowitz, 1995) o “*Numerical research on local heat transfer distribution of liquid sodium turbulent flow in an annulus*” (Wang et al., 2013).

-Poder calorífico a presión constante:

$$Cp = 1,6582 - 8,4790 \cdot 10^{-4} \cdot T + 4,4541 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2992,3 \cdot T^{-2} \quad \left(\frac{kJ}{kgK}\right) \quad (25)$$

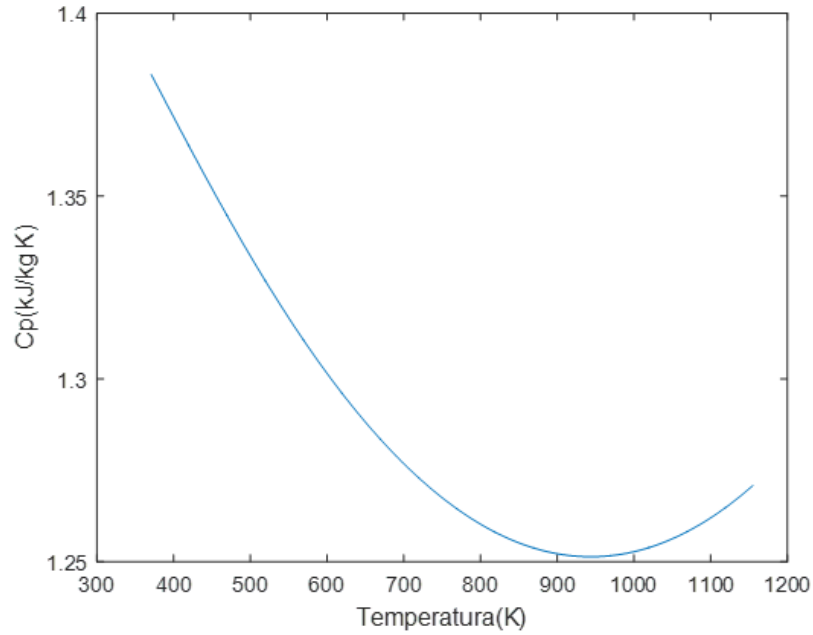


Figura 32. Poder calorífico del sodio (kJ/kgK) frente a la temperatura (K)

-Densidad:

$$\rho = 219 + 275,32 \cdot \left(1 - \frac{T}{2503,7}\right) + 511,58 \cdot \left(1 - \frac{T}{2503,7}\right)^{0.5} \quad \left(\frac{kg}{m^3}\right) \quad (26)$$

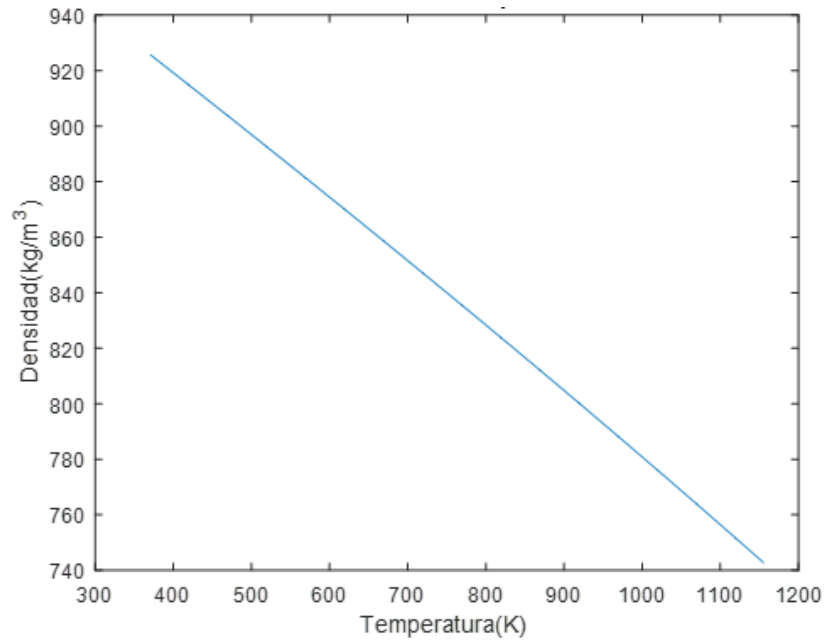


Figura 33. Densidad del sodio (kg/m³) frente a temperatura (K)

-Viscosidad dinámica:

$$\log \mu = -6,4406 - 0,3958 \cdot \log T + \frac{556,835}{T} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s}) \quad (27)$$

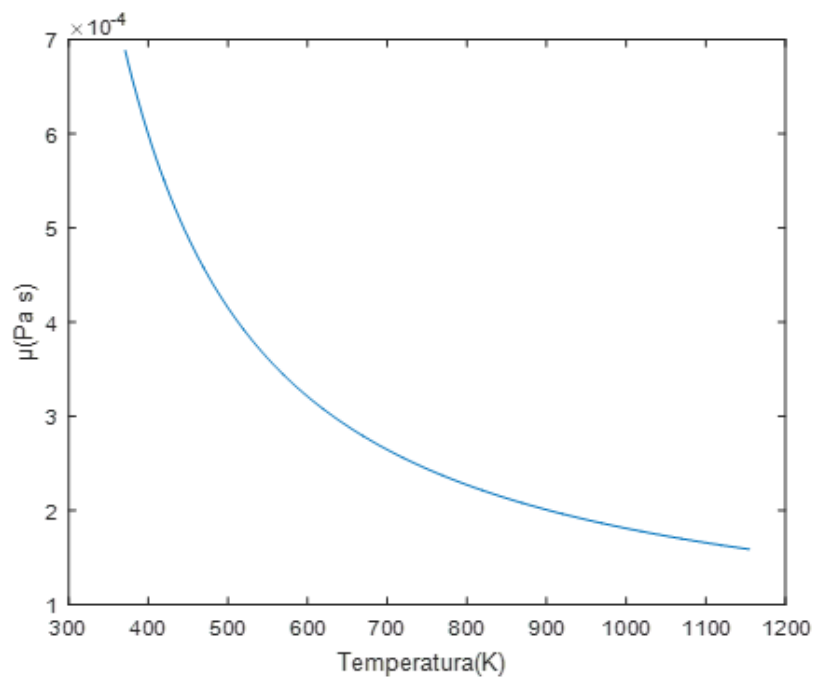


Figura 34. Viscosidad dinámica del sodio (Pa·s) frente a la temperatura (K)

-Conductividad térmica:

$$\lambda = 124,67 - 0,11381 \cdot T + 5,5226 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1,1842 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \quad (28)$$

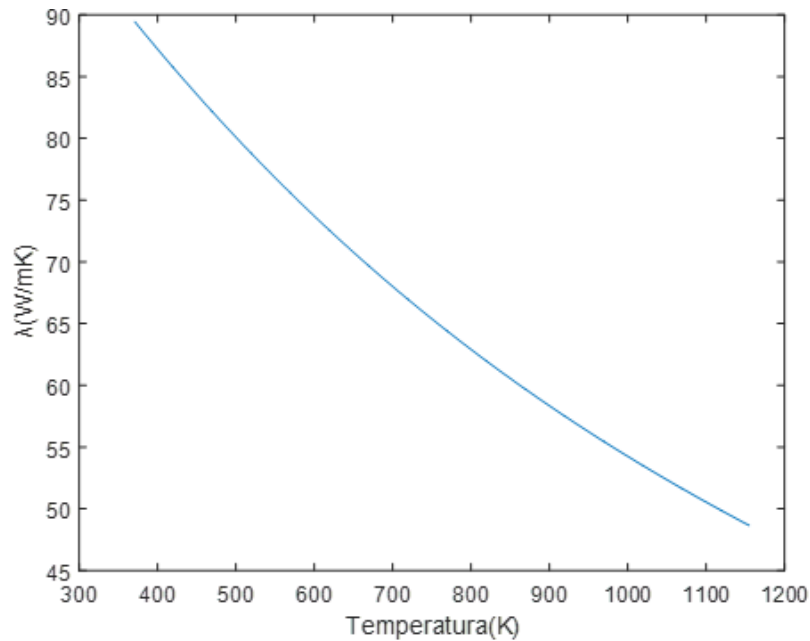


Figura 35. Conductividad térmica del sodio (W/mK) frente a la temperatura (K)

Como se puede observar en las gráficas, los intervalos mostrados tienen una apariencia esperada, y satisfacen las necesidades requeridas.

Sin embargo, el sodio también presenta algunas desventajas respecto a otros fluidos térmicos. La principal es que reacciona de manera violenta con agua, y si es en el exterior, normalmente es acompañada de una explosión causada por una segunda reacción entre el hidrógeno liberado y el oxígeno del aire. Por ello es estrictamente necesario mantener el sodio fuera de todo contacto con el agua. También, dentro de un rango de factores como la humedad del aire o el índice de superficie frente a masa, reacciona con el aire por encima de la temperatura de autoignición (120°C) creando un peligroso fuego que libera un denso humo blanco que puede causar irritación y graves quemaduras. Por tanto, debido a la naturaleza del sodio, es necesario que las instalaciones cuenten con severos sistemas de seguridad y estanqueidad para evitar posibles accidentes.

A la hora de diseñar el funcionamiento de la central, uno de los aspectos más importantes es la transferencia de calor entre la radiación que llega al receptor y el fluido térmico encargado de transportar este calor. El número de Nusselt es un parámetro adimensional que compara la transmisión de calor desde una superficie por la que circula un fluido (convección) con la transferencia de calor que habría por conducción. Para calcular el valor de este número existen distintas correlaciones que se han ido obteniendo a lo largo de la historia mediante métodos experimentales. La correlación más utilizada en flujos circulando por conductos es la de Dittus

& Boelter, pero esta correlación no es válida para el fluido de térmico en cuestión ya que nuestro número de Prandtl es muy bajo y no entra dentro de los límites establecidos para esa definición.

Es por ello por lo que en el trabajo se ha realizado un análisis preciso de cuál es la correlación más utilizada en la actualidad para este fluido. Tras comparar las correlaciones propuestas por distintos artículos como *“Numerical research on local heat transfer distribution of liquid sodium turbulent flow in an annulus”* (Wang et al., 2013) ó *“Review of experimental investigations of liquid-metal heat transfer”* (Lubarsky and Kaufman, 1956) se ha llegado a la conclusión de que la correlación más adecuada, por proporcionar un valor del coeficiente de convección intermedio en el rango analizado, es la de Lyon-Martinelli:

$$Nu = 7,0 + 0,025 \cdot Pe^{0,8} \quad (29)$$

Por tanto, según estos artículos, esta ecuación es la más adecuada para predecir el coeficiente de transferencia de calor para un flujo turbulento completamente desarrollado, para un metal líquido como el sodio, bajo un flujo de calor uniforme. Estas condiciones son similares a las de los tubos de un receptor de torre central como el de este trabajo.

3.4.3 Método de diseño

Para poder calcular las características del fluido térmico necesarias para que alcance la temperatura requerida en su paso por el receptor, es necesario analizar los flujos de energía que intervienen en el proceso de calentamiento del sodio fundido en su interior. Para ello, se ha considerado únicamente la mitad de los paneles del receptor, ya que se supone que la radiación que llega a cada panel es la misma, y el flujo por ambos lados también. Se ha modulado el receptor de forma que todos los tubos de un panel son representados por un único tubo dividido en 10 tramos iguales. Se toma una parte geométrica representativa del receptor como se muestra en la Figura 36.

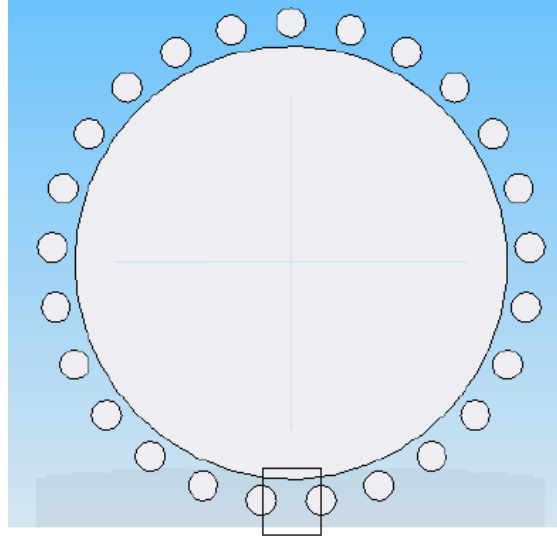


Figura 36. Esquema de la vista superior del receptor donde cada pequeño círculo es un tubo que representa a un PANEL (Adaptado de Garrido Camino, 2013)

Como se puede apreciar en la Figura 37, a pesar de la naturaleza circular del receptor, su superficie se ha tomado como plana para la realización de los cálculos, ya que no supone un error muy grande. Además, se supone que es una superficie refractaria, la cual se comporta como un cuerpo negro, es decir, que refleja toda la radiación que recibe. En la Figura 37 se ven representados los flujos de calor entre el ambiente (a), los tubos (t) y la superficie del receptor (r). Estos vienen definidos por los factores de forma, F (parte de la radiación que sale de una superficie que llega a otra), y las radiosidades, J (radiación que sale de una superficie debido a la emisión por su propia temperatura y a la reflexión de radiación incidente) de cada superficie. Q_{irrad} es la radiación que llega a cada uno de los tubos del receptor.

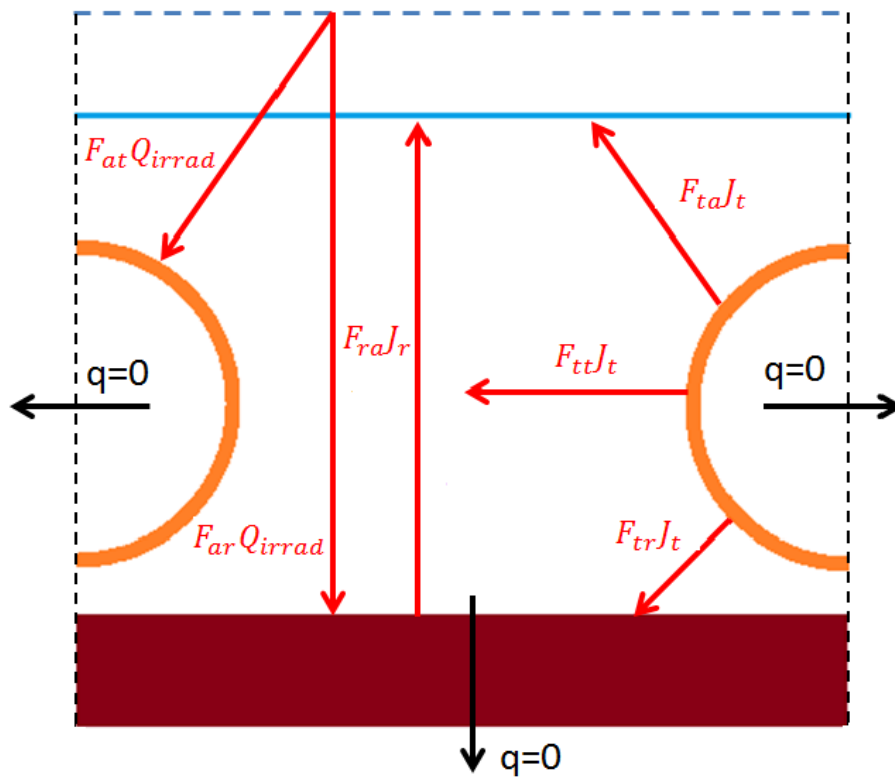


Figura 37. Flujos de calor entre el ambiente (a), los tubos (t) y la superficie del receptor (r).

El circuito térmico que se obtiene es el siguiente.

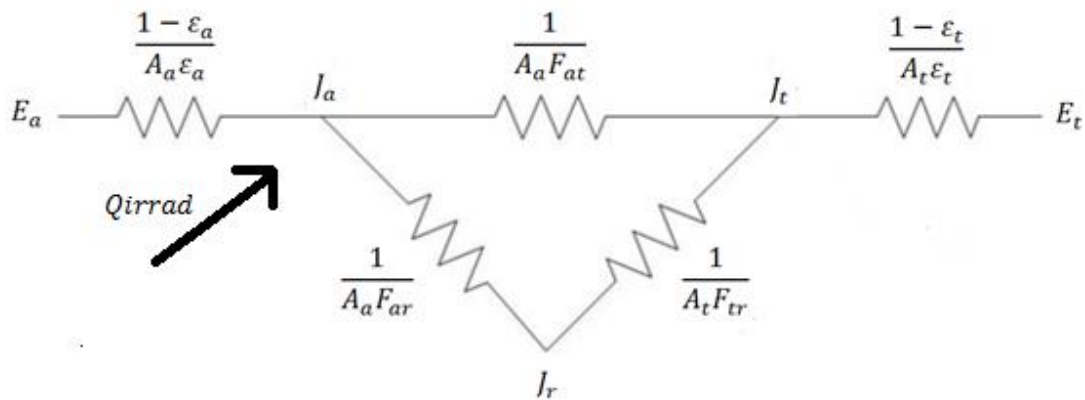


Figura 38. Circuito térmico entre el ambiente (a), los tubos (t) y la superficie del receptor (r)

En él se ven representadas las diferentes resistencias térmicas que hay entre los tres puntos que componen nuestro análisis. Como se muestra en la figura, la radiación incidente, Q_{irrad} , llega desde los heliostatos (ambiente) para calentar la superficie de los tubos. Las variables E_a y E_t son las radiaciones emitidas por el ambiente y los tubos, respectivamente, debido a su temperatura. Las variables ϵ_a y ϵ_t corresponden a la emisividad del ambiente y del tubo, respectivamente. La emisividad es el índice de radiación emitida por una superficie

respecto a lo que emitiría a la misma temperatura. Tras calcular el rendimiento óptico del campo solar, se obtiene fácilmente la radiación total que llega al receptor:

$$Q_{receptor} = Q_0 \cdot NH \cdot AH \cdot Eta_{opt} \quad (30)$$

Donde Q_0 es la irradiación solar medida en el la ubicación de la central y en el día y hora de diseño, NH es el número de heliostatos de la central, AH es el área de un heliostato y Eta_{opt} es el rendimiento óptico del campo solar.

Pero como ya se ha descrito anteriormente, para la correcta modelización del diseño es necesario calcular la radiación que llega a cada tramo del tubo representativo de cada panel.

$$Q_{irrad} = \frac{Q_{receptor}}{Np \cdot Ntp \cdot Ntr} \quad (31)$$

Donde Np es el número de paneles, Ntp es el número de tubos por panel y Ntr es el número de tramos por tubo.

A continuación, Q_{irrad} atraviesa los tubos por medio de la conducción y finalmente calienta el fluido gracias a la convección. Como es lógico, los tubos también intercambian calor con el ambiente a medida que se calientan por medio de la convección con el aire que los rodea, y también, por radiación hacia el ambiente. Con el objetivo de simplificar el cálculo, tan solo consideraremos las pérdidas de energía ocasionadas por la radiación ya que son las más importantes.

Por tanto, la energía perdida por radiación se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{1}{\frac{1}{A_{total}\epsilon_{et}} + \frac{1}{A_{total}} \left(\frac{1}{\epsilon_a} - 1 \right)} \cdot \sigma \cdot (T_t^4 - T_a^4) \quad (32)$$

De donde definimos el factor Res :

$$Res = \frac{1}{\frac{1}{A_{total}\epsilon_{et}} + \frac{1}{A_{total}} \left(\frac{1}{\epsilon_a} - 1 \right)} = \frac{A_{total}}{\frac{1}{\epsilon_{et}} + \left(\frac{1}{\epsilon_a} - 1 \right)} \quad (33)$$

Este factor depende de la emisividad efectiva del área cubierta por el tubo (ϵ_{et}), del mismo área (A_{total}), y de la emisividad del aire (ϵ_a).

La emisividad efectiva la podemos calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\epsilon_{et} = \frac{1}{\frac{1}{F_{at} \cdot (2 - F_{at})} + \frac{B}{\pi} \left(\frac{1}{\epsilon_t} - 1 \right)} \quad (34)$$

donde $B = \frac{s + d_e}{d_e}$, siendo s la separación existente entre tubos y d_e el diámetro exterior del tubo. Por otra parte, F_{at} es el factor de forma de los tubos con respecto al ambiente y se puede calcular a partir del valor de B mediante la siguiente expresión:

$$F_{at} = 1 - \frac{1}{B} \cdot \left[(B^2 - 1)^{\frac{1}{2}} - \cosh^{-1}(B^{-1}) \right] \quad (35)$$

Una vez conocida la naturaleza del receptor y del fluido térmico, se describe a continuación el método de cálculo de la velocidad y el flujo másico de sodio que circulará por los tubos del receptor para conseguir alcanzar la temperatura requerida a la salida del mismo. Esto se hace para el día de diseño a las 12:00, como se explica en el capítulo de resultados.

Para realizar este cálculo se ha elaborado un código iterativo en Matlab que se encuentra al completo en el Anexo, Código de Matlab. La base del cálculo consiste en iterar con la velocidad, calculando la temperatura de salida de cada tramo, hasta que la temperatura de salida del último tramo converja con la temperatura de salida requerida, que es de 1100K. En el output de este programa se obtiene la velocidad a la que debe circular el sodio y el flujo másico de sodio, así como un vector compuesto por la temperatura de salida de cada tramo del receptor.

Se introducen primero todos los datos necesarios para el cálculo: características geométricas del receptor, datos del campo de heliostatos, temperaturas inicial y final del sodio, radiación recibida, rendimientos ópticos y otros datos de interés. Después se calcula el factor *Res* definido anteriormente y se halla un incremento de temperatura medio por tramo, para poder obtener una temperatura media (*Tprop*), calcular las propiedades del fluido a partir de esta, e iniciar la iteración. Este incremento de temperatura se calcula fácilmente de la siguiente manera:

$$\Delta T = \frac{T_{final} - T_{inicial}}{N_{pr} \cdot N_{tr}} \quad (36)$$

Donde T_{final} es la temperatura con la que debe salir el sodio del último tramo, $T_{inicial}$ con la que debe de entrar al primer tramo y N_{pr} es el número de paneles recorridos (la mitad del total de paneles).

Una vez se ha definido el número máximo de iteraciones, así como los vectores y parámetros necesarios, se inicia la iteración para la velocidad que lleva en su interior otro *loop* para el cálculo de las temperaturas. La temperatura de entrada del primer tramo será de 390K, que es la temperatura a la que estará el tanque de almacenamiento frío, y en este bucle interior se obtendrá la temperatura de salida del tramo, que será, a su vez, la temperatura de entrada del siguiente tramo.

Se calculan las propiedades para la temperatura estimada *Tprop* utilizando las ecuaciones (25), (26), (27) y (28) vistas anteriormente. A continuación se halla el flujo másico:

$$\dot{m}_{Na} = \rho \cdot V \cdot A_{sección} \quad (37)$$

Donde ρ es la densidad, V la velocidad del fluido y $A_{sección}$ es el área de la sección interior del tubo. A continuación se halla el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{Na}}{\pi \cdot d_i \cdot \mu} \quad (38)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del sodio.

El número de Nusselt viene dado por la correlación (29):

$$Nu = 7 + 0.025 \cdot Pe^{0.8}$$

Por tanto, ahora es necesario hallar el número de Peclet, que se define como el producto del número de Prandtl y el de Reynolds. Así es que será lo próximo que se calcule.

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp_{Na}}{\lambda} \quad (39)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del sodio, Cp_s es el poder calorífico del sodio y λ la conductividad térmica del sodio.

Es ahora cuando se puede hallar el coeficiente de convección utilizando la ecuación (29) :

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{di} = \frac{(7 + 0.025 \cdot Pe^{0.8}) \cdot \lambda}{di} = \frac{[7 + 0.025 \cdot (Pr \cdot Re)^{0.8}] \cdot \lambda}{di}$$

Para calcular la temperatura a la que se encuentra el tramo de un tubo se utilizará la siguiente expresión:

$$\frac{T_{out} - T_t}{T_{in} - T_t} = e^{-\frac{UA}{\dot{m}_{Na} Cp_{Na}}} \quad , \quad (40)$$

que, despejando queda:

$$T_t = \frac{T_{out} \cdot e^{\left(\frac{UA}{\dot{m}_{Na} Cp_{Na}}\right)} - T_{in}}{e^{\left(\frac{UA}{\dot{m}_{Na} Cp_{Na}}\right)} - 1}$$

En esta igualdad, UA es el producto de la transmitancia térmica (la cantidad de energía que fluye, en la unidad de tiempo, a través de una unidad de superficie, cuando hay un gradiente térmico de una unidad) y el área. T_{out} y T_{in} son las temperaturas de salida y entrada del sodio en cada tramo respectivamente, y T_t es la temperatura del tubo.

Se calcula el factor UA como el inverso de la resistencia térmica, formada por la suma de la resistencia por conducción y la resistencia por convección.

$$UA = \frac{1}{R_t} = \left(\frac{1}{h \cdot \pi \cdot d_i \cdot l_t} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi \cdot k_t \cdot l_t} \right)^{-1} \quad (41)$$

En la ecuación, d_i es el diámetro interior del tubo, d_e es el diámetro exterior del tubo, k_t es la conductividad térmica del acero al níquel y l_t es la longitud de un tramo de tubo.

Una vez se ha calculado el valor de T_t , estamos en condiciones para calcular las pérdidas por radiación a partir de las ecuaciones (32) y (33):

$$Q_{rad} = Res \cdot \sigma \cdot (T_t^4 - T_a^4)$$

Finalmente, mediante un balance de energía podemos calcular la temperatura de salida del tramo:

$$\dot{m}_{Na} \cdot Cp_{Na} \cdot (T_{out} - T_{in}) = \alpha \cdot Q_{irrad} - Q_{rad} \quad (42)$$

Despejando:

$$T_{out} = \frac{\alpha \cdot Q_{irrad} - Q_{rad}}{\dot{m}_{Na} \cdot Cp_{Na}} + T_{in}$$

Donde α es la absorción de los tubos a la longitud de onda de la luz visible, \dot{m}_s es el flujo másico de sodio que circula por cada tubo, Cp_{Na} es el poder calorífico del sodio a la temperatura de T_{prop} , T_{out} y T_{in} son, respectivamente, las temperaturas del sodio en la salida y la entrada del tramo, Q_{rad} es la potencia térmica perdida por radiación y Q_{irrad} la radiación que llega al tramo de tubo.

Una vez concluido este bucle, el programa comprueba si la temperatura de salida del último tramo es igual a la temperatura del tanque de almacenamiento caliente. En caso de que no lo sea, la velocidad con la que se inició este bucle será corregida por medio de la siguiente expresión, y comenzará de nuevo el bucle grande utilizando este último valor.

$$V_{final} = V \cdot \left(\frac{T_{iteración} - T_{inicial}}{T_{final} - T_{inicial}} \right) \quad (43)$$

Como se ha comentado anteriormente, el código también calcula el flujo másico total del receptor. Este flujo será el doble del flujo que circula por cada panel, y como en cada panel hay varios tubos, la expresión es la siguiente:

$$\dot{m}_{total} = 2 \cdot \dot{m}_{Na} \cdot Ntp, \quad (44)$$

Donde \dot{m}_{total} es el flujo másico total que pasa por el receptor y Ntp el número de tubos que hay en cada panel.

3.5 Sistema de almacenamiento

Esta central solar consta de un sistema de almacenamiento de sodio fundido formado por dos grandes depósitos donde se acumulará el sodio caliente (1100 K) y el frío (390 K). Este dispositivo hará que la planta pueda funcionar también durante un cierto periodo de tiempo durante la noche. Otra de sus funciones principales es la de absorber transitorios que se puedan producir durante el día debido a nubes, lluvia o cualquier otro agente. De esto modo se garantiza la continua producción de potencia eléctrica.

El sodio saldrá del tanque frío y pasará por el receptor solar donde se calentará hasta la temperatura indicada. Más tarde llegará al tanque de almacenamiento de sodio caliente, donde permanecerá cierto tiempo hasta que salga hacia el intercambiador de calor.

Ambos depósitos estarán unidos entre sí a través de un conducto donde se instalará una caldera de gas natural, como se muestra en Figura 39, para calentar el sodio en caso de que no haya suficiente radiación solar y/o suficiente sodio fundido caliente almacenado. En la figura vemos como el sodio entraría a través de (6) al tanque caliente y saldría a través de (7) del tanque frío

al abrirse la válvula (9). En caso de necesidad de quemar gas en la caldera (3), el fluido sale a través de la válvula (2) y llega al tanque caliente por (1).

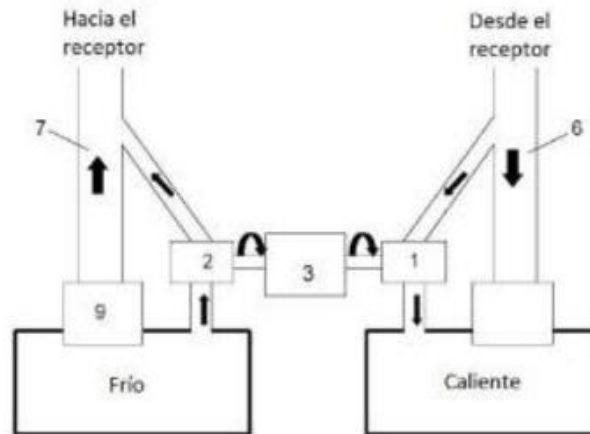


Figura 39. Esquema del funcionamiento de los tanques de almacenamiento (invenes.oepm.es, 2016)

El dimensionamiento de estos tanques vendrá determinado por la masa de sodio que es necesario acumular para producir potencia cuando ya haya dejado de circular fluido por el receptor debido a que no hay suficiente radiación solar. Una vez determinada la masa que deberá albergar cada tanque, se procede a calcular el volumen que debe tener, dependiendo de la temperatura a la que vaya a estar el fluido, ya que esta hace que la densidad varíe, y en consecuencia, el volumen. Al volumen calculado se le ha de añadir un coeficiente de seguridad del 20% para evitar posibles problemas.

Para finalizar el diseño de las dimensiones se debe buscar una geometría que minimice las pérdidas de energía térmica del depósito al ambiente, para mantener la temperatura cercana al valor de diseño. La figura geométrica que menos superficie de contacto tendría con el ambiente, y por tanto menos pérdidas, sería una esfera. Sin embargo, los costes de producción y construcción serían muy altos comparados con el beneficio en el diseño. Por tanto, la forma geométrica que mejor cumple estas condiciones es un cilindro de altura igual al diámetro de la base.

Las pérdidas térmicas que se dan en los tanques de almacenamiento no se han calculado para este trabajo. Sin embargo, se ha dejado un margen de 100 K entre la temperatura de diseño del tanque caliente (1100 K) y la temperatura a la que sale el CO₂ del intercambiador de calor. Esto es debido a las pérdidas que se dan tanto en el tanque de almacenamiento como en el intercambiador de calor.

Capítulo 4. Resultados

4.1 Día y lugar de diseño

Para diseñar la central, primero es necesario elegir un día del año y un lugar específico que sirva como referente para realizar el dimensionamiento. El día elegido es el 30 de Marzo de 2015 y el lugar será la región de La Rinconada, provincia de Sevilla, España. En la Figura 40 se puede apreciar la localización exacta.

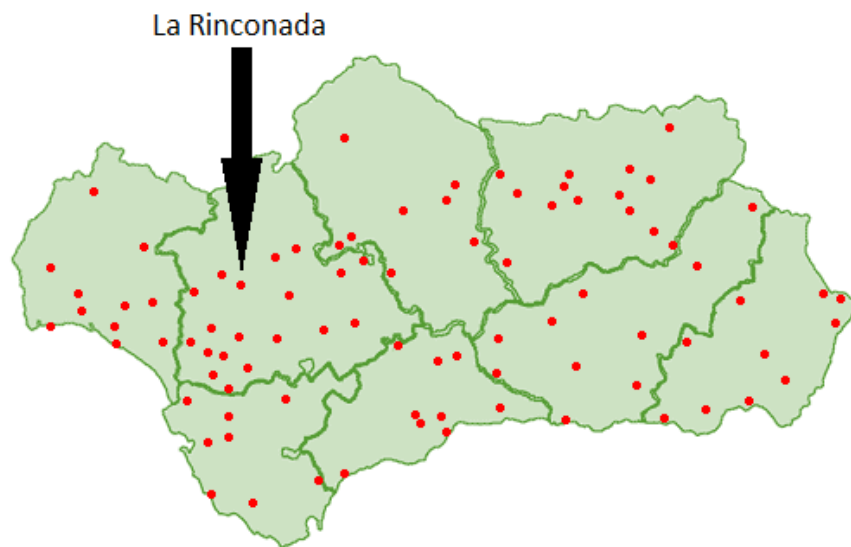


Figura 40. Mapa de la Comunidad Autónoma de Andalucía donde se indican las estaciones meteorológicas de la región, y específicamente, la de La Rinconada (Adaptado de Agenciaandaluzadelaenergia.es, 2016)

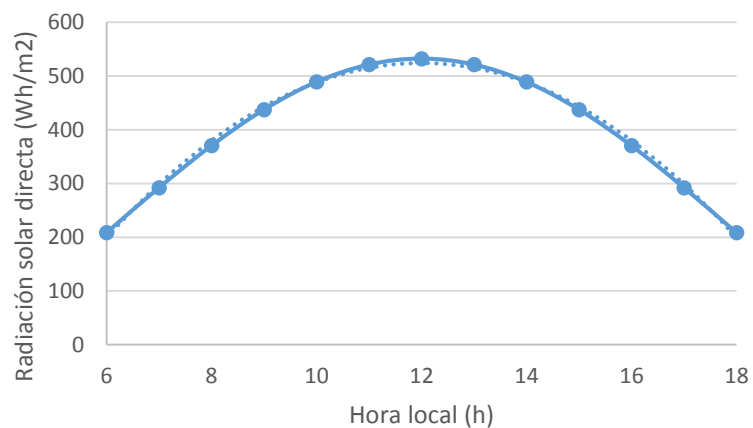
Se ha elegido este día debido a que es un día de primavera, donde las temperaturas suelen ser intermedias. El lugar se debe a que la zona de Andalucía goza de unas condiciones climatológicas perfectas para la implantación de este tipo de centrales solares. Y, especialmente en Sevilla, se han construido varias centrales de este tipo y se realizan pruebas y experimentos sobre cuestiones de producción de electricidad a partir de la energía solar. El terreno de esta zona es un terreno poco escarpado, apto para la construcción de la central.

Los datos sobre la radiación en esta localidad se han obtenido de la estación meteorológica de La Rinconada, publicados en la web de la Agencia Andaluza de la Energía (Agenciaandaluzadelaenergia.es, 2016). La Tabla 1 muestra la irradiación directa (la energía que durante una hora incide sobre la unidad de área perpendicular a la superficie) a cada hora del día de diseño.

Tabla 1. Irradiación directa a cada hora del día de diseño (Adaptado de Agenciaandaluzadelaenergia.es, 2016)

Hora local (h)	Irradiación directa ($\text{W}\cdot\text{h}/\text{m}^2$)
6	208,5
7	292,3
8	370,4
9	437,5
10	489,0
11	521,3
12	532,4
13	521,3
14	489,0
15	437,5
16	370,4
17	292,3
18	208,5
Total	5170,4

A continuación, se muestra la irradiación solar directa medida por esta estación a lo largo del día elegido. Como se puede observar, tiene una distribución uniforme, y el pico de radiación se encuentra situado al mediodía.

Figura 41. Radiación solar directa (kW/m^2) a lo largo de las horas de luz solar del día de diseño

4.2 Ciclo de potencia

Siguiendo las explicaciones del Capítulo 3.2 se obtienen los siguientes resultados para las doce combinaciones posibles entre los rangos de temperaturas y de presión característicos elegidos. Las presiones elegidas son 100, 200 y 300 bar, mientras que las temperaturas son 600, 800, 900 y 1000 K. Se ha elegido este rango de presiones debido a limitaciones en cuanto a la construcción ya que a partir de 300 bar, la presión comienza a ser demasiado alta y necesita de materiales y estructuras mucho más robustos y por tanto, más costosos. En cuanto a las temperaturas, los materiales de construcción deben ser capaces de soportar temperaturas tan altas, por lo que, teniendo en cuenta la literatura sobre esto, se fijó de máximo 1000K y un mínimo de 600 K para poder llegar a los requerimientos de producción de energía.

En las Tablas 2,3 y 4 se muestran las propiedades del fluido en los distintos estados del ciclo, para la temperatura de 600 K. Se observa como las entalpías son bajas en general ya que la temperatura a la entrada de la turbina (4) es muy baja como para producir altas potencias.

Tabla 2. Propiedades del CO₂ para $T_4=600$ K y $P_{alta}=100$ bar

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	292,2	10,00	861,1	240,7	1,118
2'	292,3	10,00	860,1	241,1	1,119
3'	506,8	10,00	111,0	671,7	2,316
4	600,0	10,00	89,94	779,3	2,511
5	575,2	8,000	75,36	755,0	2,511
5'	578,4	8,000	74,87	758,7	2,518
6	307,4	8,000	514,6	328,0	1,416

Tabla 3. Propiedades del CO₂ para $T_4=600$ K y $P_{alta}=200$ bar

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	301,7	20,00	896,7	252,0	1,118
2'	302,9	20,00	891,6	254,4	1,126
3'	459,5	20,00	273,4	578,6	2,005
4	600,0	20,00	180,5	760,7	2,352
5	499,7	8,000	89,48	669,7	2,352
5'	511,8	8,000	86,81	683,4	2,379
6	308,4	8,000	395,4	359,2	1,517

Tabla 4. Propiedades del CO₂ para T₄=600K y P_{alta}=300 bar

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	309,5	30,00	924,1	263,0	1,118
2'	311,7	30,00	915,5	267,3	1,132
3'	433,1	30,00	465,9	506,3	1,781
4	600,0	30,00	267,0	745,4	2,251
5	457,2	8,000	100,8	621,5	2,251
5'	473,5	8,000	96,04	640,1	2,291
6	312,8	8,000	281,7	401,1	1,652

En las Tablas 5, 6 y 7 se pueden observar los resultados para una temperatura de 800 K a las tres presiones propuestas. La entalpía en el punto 4 para estos ciclos ha incrementado visiblemente respecto al grupo de tablas anterior ya que se ha aumentado 200 K la temperatura de este punto. Aunque esto suponga un aumento de la potencia eléctrica producida, también lo hará la potencia térmica necesaria en el intercambiador. Aun así, lo hará en menor medida, por lo que se esperan importantes subidas en el rendimiento del ciclo, sobre todo a presiones altas.

Tabla 5. Propiedades del CO₂ para T₄=800K y P_{alta}=100bar

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	292,2	10,00	861,1	240,7	1,118
2'	292,3	10,00	860,1	241,1	1,119
3'	654,1	10,00	81,42	842,0	2,611
4	800,0	10,00	65,35	1015	2,850
5	770,4	8,000	54,56	981,6	2,850
5'	774,6	8,000	54,25	986,6	2,856
6	310,4	8,000	318,1	385,6	1,602

Tabla 6. Propiedades del CO₂ para T₄=800K y P_{alta}=200bar

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	301,75	20,00	896,7	252,0	1,118
2'	302,9	20,00	891,6	254,4	1,126
3'	599,3	20,00	180,8	759,8	2,351
4	800,0	20,00	128,3	1006	2,706
5	681,4	8,000	62,25	876,9	2,706
5'	698,1	8,000	60,64	896,4	2,734
6	358,8	8,000	558,5	391,0	1,538

Tabla 7. Propiedades del CO₂ para $T_4=800K$ y $P_{alta}=300bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	309,5	30,00	924,1	263,0	1,118
2'	311,7	30,00	915,5	267,3	1,132
3'	570,0	30,00	287,6	704,7	2,182
4	800,0	30,00	188,0	999,6	2,617
5	631,2	8,000	67,76	818,9	2,617
5'	654,7	8,000	65,05	846,0	2,659
6	3144	8,000	266,1	408,7	1,676

El aumento de temperatura para los ciclos que se muestran en las Tablas 8, 9 y 10 no hace que se produzcan grandes cambios en cuanto a rendimiento, potencia producida o potencia térmica introducida en el intercambiador, respecto a las tablas anteriores.

Tabla 8. Propiedades del CO₂ para $T_4=900K$ y $P_{alta}=100bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	292,2	10,00	861,1	240,7	1,118
2'	292,3	10,00	860,1	241,1	1,119
3'	727,5	10,00	72,36	928,4	2,736
4	900,0	10,00	57,76	1137	2,993
5	868,0	8,000	48,16	1099	2,993
5'	872,6	8,000	47,89	1105	3,000
6	316,6	8,000	249,9	417,3	1,703

Tabla 9. Propiedades del CO₂ para $T_4=900K$ y $P_{alta}=200bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	301,7	20,00	896,7	252,0	1,118
2'	302,9	20,00	891,6	254,4	1,126
3'	669,5	20,00	157,4	846,1	2,487
4	900,0	20,00	113,1	1131	2,852
5	772,0	8,000	54,44	983,4	2,852
5'	790,6	8,000	53,09	1006	2,881
6	315,7	8,000	256,0	413,9	1,693

Tabla 10. Propiedades del CO₂ para $T_4=900K$ y $P_{alta}=300bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	309,5	30,00	924,1	263,0	1,118
2'	311,7	30,00	915,5	267,3	1,132
3'	636,2	30,00	247,0	792,0	2,327
4	900,0	30,00	165,4	1126	2,767
5	718,0	8,000	58,82	919,7	2,767
5'	744,4	8,000	56,59	950,7	2,809
6	319,3	8,000	235,0	426,0	1,731

Las Tablas 11, 12 y 13 muestran las propiedades del fluido para $T_4= 1000 K$ a las distintas presiones propuestas. Como se esperaba, las entalpías continúan aumentando respecto a las tablas anteriores, sin producirse variaciones importantes.

Tabla 11. Propiedades del CO₂ para $T_4=1000K$ y $P_{alta}=100bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	292,2	10,00	861,1	240,7	1,118
2'	292,3	10,00	860,1	241,1	1,119
3'	801,0	10,00	65,26	1016	2,851
4	1000	10,00	51,82	1261	3,124
5	965,4	8,000	43,16	1219	3,124
5'	970,5	8,000	42,93	1225	3,131
6	329,1	8,000	201,1	450,0	1,805

Tabla 12. Propiedades del CO₂ para $T_4=1000K$ y $P_{alta}=200bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	301,7	20,00	896,7	252,1	1,118
2'	302,9	20,00	891,6	254,4	1,126
3'	737,7	20,00	140,5	929,7	2,606
4	1000	20,00	101,3	1257	2,985
5	862,3	8,000	48,49	1092	2,985
5'	882,7	8,000	47,33	1117	3,014
6	320,2	8,000	231,1	428,5	1,739

Tabla 13. Propiedades del CO₂ para $T_4=1000K$ y $P_{alta}=300bar$

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2	309,5	30,00	924,1	263,0	1,118
2'	311,7	30,00	915,5	267,3	1,132
3'	703,1	30,00	218,2	877,1	2,454
4	1000	30,00	148,1	1254	2,902
5	804,6	8,000	52,12	1022	2,902
5'	833,6	8,000	50,23	1057	2,944
6	327,9	8,000	204,2	447,45	1,797

A continuación, en la Tabla 14, se muestran los rendimientos térmicos de cada ciclo (obtenidos con la ecuación (20)), así como la potencia neta producida (calculada a partir de las ecuaciones (2), (9) y (19)) y la potencia térmica de entrada a través del intercambiador de calor con el sodio (utilizando la ecuación (7)).

Tabla 14. Rendimiento térmico (η), trabajo neto específico (\dot{W}_{neto}) y calor de entrada específico (\dot{Q}_{in}) para las presiones y temperaturas de los ciclos

T (K)	P (bar)	\dot{W}_{neto} (kJ/kg)	\dot{Q}_{in} (kJ/kg)	η
600	100	17,95	107,5	0,167
	200	61,34	182,1	0,337
	300	76,42	239,1	0,320
800	100	25,78	1723	0,142
	200	94,12	246,6	0,382
	300	124,6	294,8	0,423
900	100	29,58	208,4	0,142
	200	109,4	284,9	0,384
	300	146,9	334,5	0,439
1000	100	33,32	244,9	0,132
	200	124,5	327,7	0,380
	300	168,6	377,6	0,446

En la Figura 42 se muestra de manera más visual los resultados de la Tabla 14. En ella se representan los rendimientos térmicos que ofrecen los ciclos frente a la presión alta de cada uno, para las distintas temperaturas analizadas.

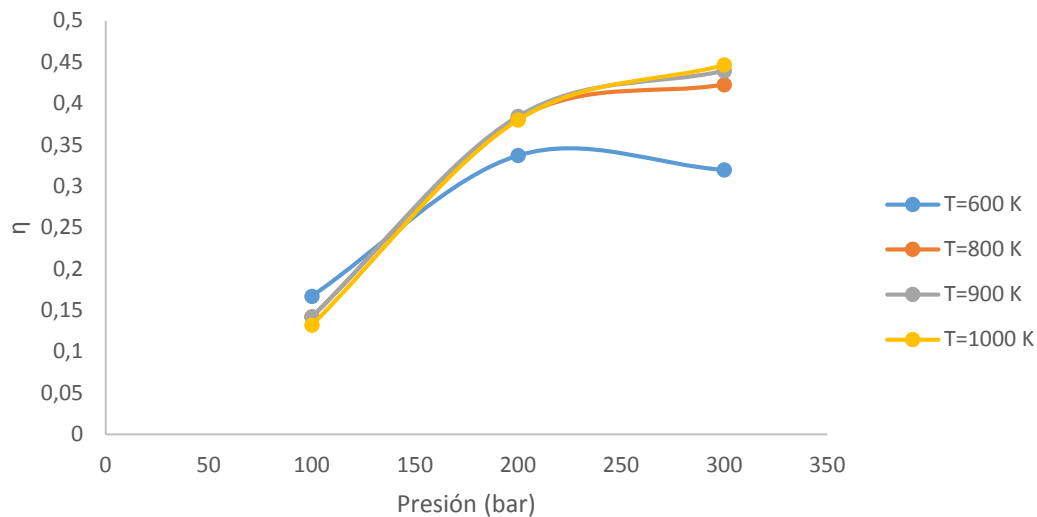


Figura 42. Rendimientos obtenidos para las distintas temperaturas (Leyenda) y presiones (eje de abscisas) analizados

Como se puede apreciar tanto en la Tabla 14 como en la Figura 42, el rango de valores obtenidos para el rendimiento térmico del ciclo de potencia se encuentra entre 13,2% y el 44,6%. Ambos rendimientos tienen como temperatura máxima 1000K, y presión alta 100 y 300 bar respectivamente. Por tanto la curva amarilla (1000K) es la que más recorrido tiene. Las curvas de 900 y 800 K tienen una tendencia muy parecida. Las tres curvas tienen un amplio incremento del rendimiento térmico hasta los 200 bar, pero aumentan poco para 300 bar. En cambio, la curva de $T_4=600$ K presenta una forma más diferenciada. El rendimiento crece menos en el paso de 100 a 200 bar con respecto al resto de curvas, y, tras aumentar la presión a 300 bar, a pesar de mantener la temperatura, el rendimiento baja debido al gran aumento de la potencia térmica que es necesario suministrar al CO_2 para un pequeño incremento de la potencia producida.

Como se puede observar en la Tabla 14, el ciclo que ofrece un mayor rendimiento térmico a la vez que produce la mayor cantidad de potencia neta es el ciclo de temperatura superior 1000K y presión 300 bar. Es por ello por lo que se eligen estas condiciones de operación para el ciclo de potencia de la central térmica. Por tanto, las características principales del ciclo de potencia de la central son las siguientes:

$$\dot{W}_{neto} = 168,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = 377,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = 44,6\%$$

Las presiones baja y alta requeridas en este ciclo se conseguirán por medios constructivos que no se abordarán en este proyecto mientras que la temperatura en el punto 4

del ciclo deberá ser alcanzada en el intercambiador de calor gracias a la energía térmica cedida por el sodio fundido.

4.3 Campo de heliostatos

Para el diseño del campo de heliostatos de la central se parte de varios datos a los que se les ha asignado un valor razonable tomando como referencia la central solar Gemasolar, construida en Fuentes de Andalucía, Sevilla (Torresolenergy.com, 2016).

- Altura de la torre: 140 m

- Área de los heliostatos (cuadrado): 120 m^2

- El primer anillo de heliostatos se situará a una distancia igual a la mitad de la altura de la torre, es decir, 70 m.

Utilizando las ecuaciones (21), (22) y (23) descritas en el apartado 3.3, se dimensiona el campo de heliostatos aproximando el resultado final a las características de la planta Gemasolar. En la Tabla 15 se muestran los resultados obtenidos, siendo “i” el número del anillo (el primer anillo es $i=0$), ΔR la distancia que separa a dos anillos consecutivos, R el radio del anillo, ΔL la distancia que separa a dos heliostatos consecutivos de un mismo anillo y NH el número total de heliostatos a la altura de cada anillo.

Tabla 15. Para cada anillo (i): distancia al anillo anterior, distancia a la torre central, área cubierta, distancia entre heliostatos y número de heliostatos.

i	ΔR (m)	R (m)	Área cubierta (hectárea)	ΔL (m)	NH
0	70,00	70,00	1,54	16,43	26
1	14,24	84,24	2,23	16,98	31
2	14,79	99,03	3,08	17,53	35
3	15,34	114,4	4,11	18,07	39
4	15,88	130,2	5,33	18,62	43
5	16,43	146,7	6,76	19,17	48
6	16,98	163,7	8,41	19,72	52
7	17,53	181,2	10,31	20,27	56
8	18,07	199,3	12,47	20,81	60
9	18,62	217,9	14,91	21,36	64
10	19,17	237,1	17,65	21,91	67
11	19,72	256,8	20,71	22,46	71
12	20,27	277,0	24,11	23,00	75
13	20,81	297,8	27,87	23,55	79
14	21,36	319,2	32,01	24,10	83
15	21,91	341,1	36,56	24,65	86
16	22,46	363,6	41,53	25,19	90
17	23,01	386,6	46,95	25,74	94
18	23,55	410,1	52,84	26,29	98
19	24,10	434,2	59,24	26,84	101
20	24,65	458,9	66,15	27,39	105
21	25,19	484,1	73,62	27,93	108
22	25,74	509,8	81,66	28,48	112
23	26,29	536,1	90,29	29,03	116
24	26,84	562,9	99,56	29,58	119
25	27,39	590,3	109,48	30,12	123
26	27,93	618,3	120,09	30,67	126
27	28,48	646,7	131,41	31,22	130
28	29,03	675,8	143,47	31,77	133
29	29,58	705,0	156,30	32,32	137
30	30,12	735,5	169,94	32,86	140
Total		735,4	169,94		2647

La Figura 43 visualiza el incremento del número de heliostatos que hay en cada anillo según aumenta el radio del anillo.

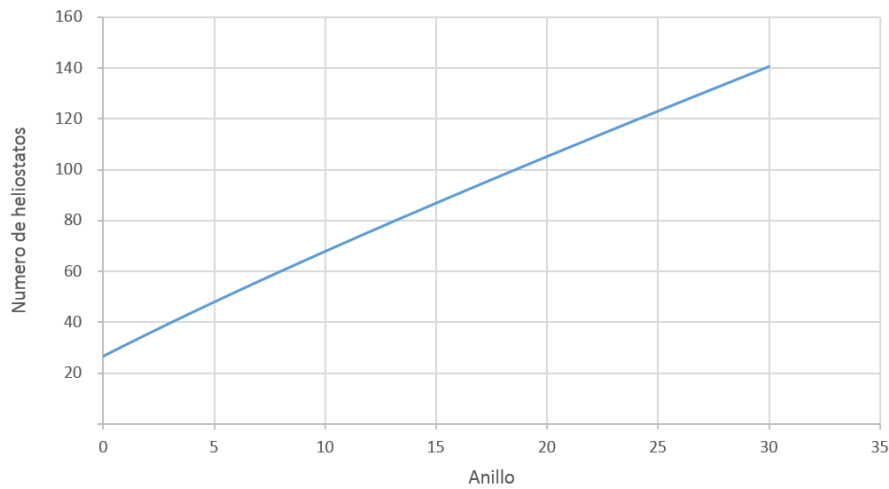


Figura 43. Número de heliostatos (eje vertical) en cada anillo (eje horizontal) del campo de heliostatos

Por tanto, el campo de heliostatos ya está dimensionado. Consta de 2647 heliostatos cuadrados de 120m^2 cada uno, dispuestos en 31 anillos concéntricos de forma que el primer anillo tiene un radio de 70 m respecto a la torre de potencia y el último anillo tiene un radio de 735,5 m. El campo de colectores cubre un área de 170 hectáreas.

4.4 Receptor solar

En este apartado se expondrán los resultados a los que se ha llegado mediante los procesos explicados en el capítulo anterior.

Rendimiento óptico

Para realizar los cálculos que atañen al rendimiento óptico, se han obtenido los datos de los ángulos azimutales y zenitales a todas las horas del día 30 de Marzo de 2015 (Solartopo.com, 2016). Estos datos vienen recogidos en la Tabla 16. En las Figuras 44, 45 y 46 se puede apreciar la evolución de estos ángulos frente al tiempo así como la relación entre ambos ángulos.

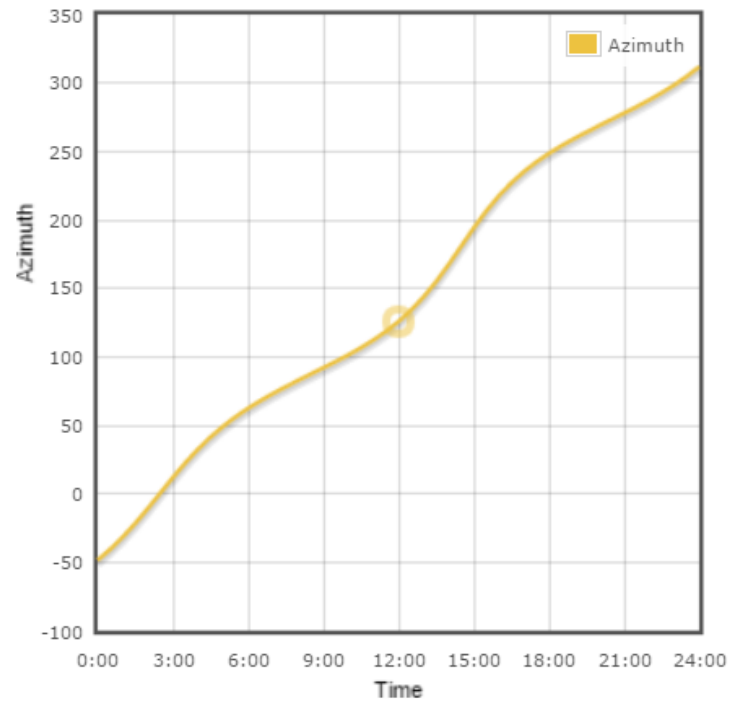


Figura 44. Ángulo azimuthal (eje vertical) frente al tiempo (eje horizontal) para el día 30 de Marzo (Solartopo.com, 2016)

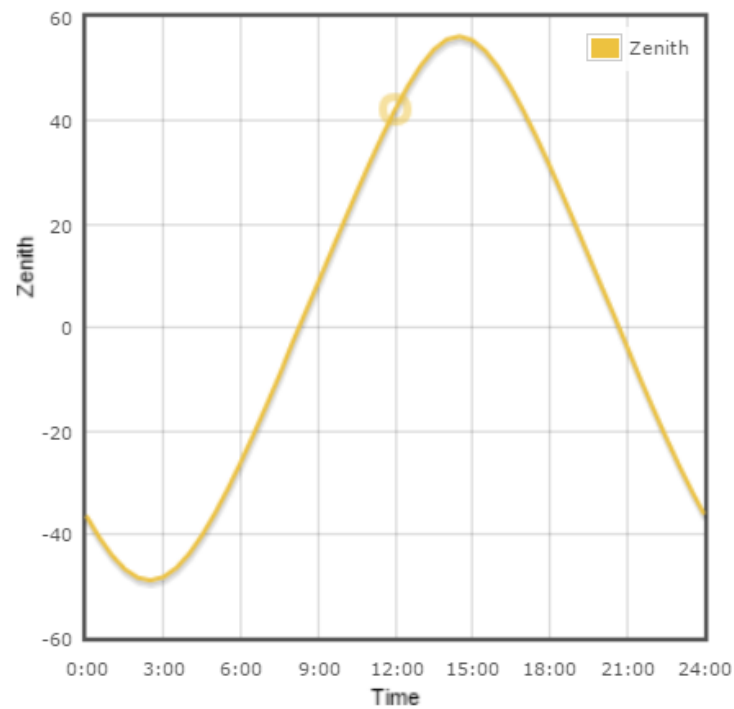


Figura 45. Ángulo zenital (eje vertical) frente al tiempo (eje horizontal) para el día 30 de Marzo (Solartopo.com, 2016)

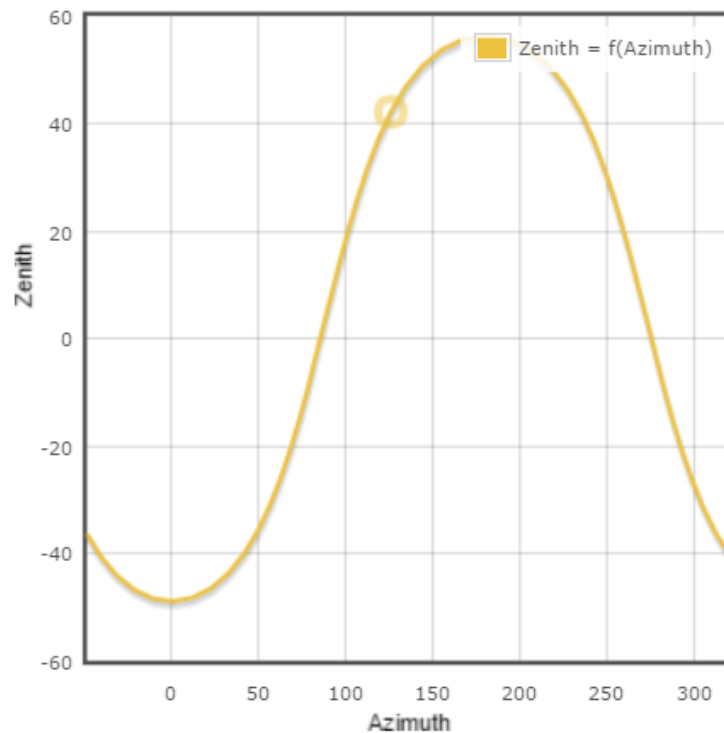


Figura 46. Evolución del ángulo zenital (eje vertical) frente al ángulo azimutal (eje horizontal) para el día 30 de Marzo (Solartopo.com, 2016)

A partir de estos ángulos y por medio de una comparación aproximada utilizando la Figura 29, se obtienen los rendimientos ópticos a distintas horas del día como se muestra en la Tabla 16.

Tabla 16. Rendimiento óptico para las distintas horas de luz solar del día 30 de Marzo, obtenido a partir de los ángulos azimutal, zenital y de elevación

Hora	Ángulo azimutal (°)	Ángulo zenital (°)	Ángulo de elevación (°)	Rendimiento óptico
6	62,34	-26,09	116,09	0,65
7	73,19	-15,06	105,06	0,65
8	82,75	-3,05	93,05	0,65
9	91,87	8,57	81,43	0,64
10	101,38	20,34	69,66	0,63
11	112,21	31,72	58,28	0,61
12	125,7	42,14	47,86	0,56
13	143,66	50,65	39,35	0,53
14	167,34	55,65	34,35	0,47
15	193,99	55,52	34,48	0,42
16	217,43	50,33	39,67	0,42
17	235,15	41,71	48,29	0,45
18	248,49	31,23	58,77	0,47

Como se puede apreciar, el rendimiento óptico va disminuyendo a lo largo del día de diseño desde un valor de 0,65 hasta llegar a 0,47. A la hora de diseño (12:00), el rendimiento óptico del campo de heliostatos es $\eta_{\text{óptico}} = 0,56$, es decir, un valor intermedio del día.

Flujo por el receptor

A continuación, en la Tabla 17, se muestra el flujo másico y la velocidad del sodio que tiene que circular por el receptor solar para alcanzar las temperaturas de diseño, además de la masa de sodio total que circula durante una hora por el receptor. Han sido obtenidos a partir del código en Matlab descrito anteriormente, para distintas horas del día de diseño en las que hay luz solar.

Tabla 17. Radiación directa disponible, rendimiento óptico, flujo másico de sodio, masa total de sodio en una hora y velocidad del sodio por el receptor para las horas de luz solar del día 30 de Marzo

Hora local (h)	Radiación (Wh/m ²)	Rendimiento óptico	\dot{m}_{Na} (kg/s)	$m_{Na}(\text{kg}) \cdot 10^5$	V (m/s)
6	208,5	0,65	33,93	1,221	0,48
7	292,3	0,65	50,87	1,831	0,72
8	370,4	0,65	66,36	2,389	0,94
9	437,5	0,64	78,42	2,823	1,11
10	489,0	0,63	86,98	3,131	1,23
11	521,3	0,61	90,00	3,240	1,28
12	532,4	0,56	83,95	3,022	1,19
13	521,3	0,53	77,29	2,782	1,10
14	489,0	0,47	63,09	2,271	0,90
15	437,5	0,42	48,94	1,762	0,69
16	370,4	0,42	40,16	1,446	0,57
17	292,3	0,45	32,66	1,176	0,46
18	208,5	0,47	21,71	0,782	0,31
			Total	27,09*	

*Es el total de masa desde las 6 hasta las 18, sin tener en cuenta el último dato de radiación ya que los cálculos están hechos hasta las 18 y este iría desde las 18 hasta las 19.

La columna de radiación directa indica la potencia recogida por unidad de superficie perpendicular al sol, en el día de diseño, entre la hora que marca su fila y la siguiente. La cuarta columna se refiere al flujo másico de sodio fundido que circula por el receptor para poder alcanzar los 1100 K de temperatura, mientras que la columna de su derecha indica la masa de sodio total que circula por el receptor en esa hora. También se ofrece la velocidad a la que va el fluido a su paso por los tubos del receptor en la última columna.

A partir de estos datos se calcula la masa total de sodio que circula por el receptor durante las 12 horas de sol, $m_{total} = 2,709 \cdot 10^6 \text{ kg}$.

Ahora se calcula el flujo másico que circula por el intercambiador de calor.

En primer lugar, se ha fijado la potencia nominal que producirá la central termosolar en 17 MW, siguiendo con la semejanza de Gemasolar. Como existen pérdidas tanto mecánicas como eléctricas a la hora de transformar la potencia suministrada por la turbina en potencia útil, hay que ajustar la potencia que debe de generar la central para poder obtener los 17 MW tal y como se muestra a continuación. Estos rendimientos se estima que tienen valores del 99% (Garrido Camino, 2013).

$$\eta_{electromecánico} = \frac{W_{útil}}{W_{neta}}$$

$$W_{neta} = \frac{W_{útil}}{\eta_{electromecánico}} = \frac{17 \text{ MW}}{0.99} = 17,17 \text{ MW}$$

Por tanto la central debe de producir una potencia eléctrica en su turbina de 17,17 MW. Como ya conocemos la energía que llega a los heliostatos, podemos calcular el rendimiento global de la central para el día de diseño:

$$\eta = \frac{W_{útil}}{Q_0 \cdot \text{Área}_{heliostatos}} = \frac{17 \cdot 10^6 \text{ Wh}}{532,4 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^2} \cdot 317640 \text{ m}^2} = 0,1005 = 10,05\%$$

Por tanto, como la potencia específica que genera el ciclo de potencia es de 168,6 kJ/kg, podemos calcular el flujo másico de CO₂ que tiene que circular por el circuito de potencia.

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{W_{neta}}{\dot{W}_{neta}} = \frac{17,17 \cdot 10^6 \text{ W}}{168,6 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}} = 102,2 \text{ kg/s}$$

La potencia térmica que es necesario suministrar en el intercambiador de calor al dióxido de carbono (sabiendo que el calor específico de entrada al ciclo de potencia es de 377,6 kJ/kg) es, por tanto:

$$Q_{in} = \dot{m}_{CO_2} \cdot \dot{Q}_{in} = 38,59 \text{ MW}$$

Como en el intercambiador de calor, las energías térmicas se transmiten de uno al otro fluido por completo, el sodio fundido debe de suministrar 38,59 MW de potencia térmica. Por

tanto podemos calcular cual es el flujo másico de sodio fundido que debe de circular entre los tanques de almacenamiento frío y caliente para que se produzca la potencia requerida, utilizando la ecuación (25) para calcular el poder calorífico dependiendo de la temperatura.

$$Q_{Na} = Q_{in} = \dot{m}_{Na} \cdot \int_{390K}^{1100K} c_{p_{Na}} \cdot dT =$$

$$= \dot{m}_{Na} \cdot \int_{390K}^{1100K} (1,6582 - 8,4790 \cdot 10^{-4} \cdot T + 4,4541 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2992,3 \cdot T^{-2}) \cdot dT; \quad (45)$$

$$\dot{m}_{Na} = 42,28 \text{ kg/s}$$

Con estos datos se calcula el tiempo que puede funcionar la central:

$$Tiempo = \frac{m_{Total}}{\dot{m}_{Na}} = 65065,087 \text{ s} = 18,07 \text{ h} \quad (46)$$

Por tanto la central puede funcionar durante 18,07 horas al día a partir del sodio fundido calentado por el receptor. Durante las seis horas restantes será necesario hacer circular el sodio por una caldera en la que se quemará gas natural. La cantidad de gas que será necesario quemar se calculará más adelante.

4.5 Sistema de almacenamiento

Como se ha explicado anteriormente, el diseño de los tanques de almacenamiento se hace en base a la cantidad de sodio caliente que se haya acumulado en el tanque y que aún no haya circulado por el intercambiador de calor en las horas de funcionamiento del receptor. Por tanto se calcula la diferencia entre la cantidad total de sodio que hay en la central y el sodio que circuló por el intercambiador durante las 12 horas de funcionamiento del receptor.

Sodio utilizado:

$$m_{utilizado} = 42,28 \frac{kg}{s} \cdot 12h \cdot 3600 \frac{s}{h} = 1,674 \cdot 10^6 \text{ kg}$$

Por tanto, la masa de sodio que será necesaria almacenar es:

$$m_{almacenado} = m_{total} - m_{exceso} = 2,709 \cdot 10^6 - 1,674 \cdot 10^6 = 1,035 \cdot 10^6 \text{ kg}$$

Teniendo en cuenta que la densidad del sodio varía con la temperatura según la ecuación (26), se calculan los volúmenes de ambos tanques añadiendo un 20% de seguridad

:

$$V_{caliente} = \frac{m_{almacenado}}{\rho_{1100\ K}} = \frac{1,035 \cdot 10^6\ kg}{756,41\ kg/m^3} \cdot 1,2 = 1642,3\ m^3$$

$$V_{frío} = \frac{m_{almacenado}}{\rho_{390\ K}} = \frac{1,035 \cdot 10^6\ kg}{921,48\ \frac{kg}{m^3}} \cdot 1,2 = 1348,1\ m^3$$

Se calculan ahora las dimensiones, teniendo en cuenta que el diámetro es igual a la altura del tanque (L):

$$V = \pi \cdot \frac{L^2}{4} \cdot L; \quad L = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{\pi}}$$

$$L_{caliente} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{caliente}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1642,34\ m^3}{\pi}} = 12,79\ m$$

$$L_{frío} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{frío}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1348,14\ m^3}{\pi}} = 11,97\ m$$

Por tanto el tanque de almacenamiento caliente será un cilindro de 12,79 metros de altura y diámetro y el frío de 11,97 metros.

4.6 Análisis de los resultados

Una vez la central ya ha quedado dimensionada para el día de diseño, es necesario hacer un análisis aproximado de cómo será el funcionamiento de la central durante todo el año. Para ello se ha escogido un día de cada estación. Como se hizo para el día de diseño, en las Tablas 18, 19 y 20 se muestran los resultados obtenidos para cada estación.

Tabla 18. Resultados para el 30 de Julio

Hora local	Radiación (Wh/m ²)	Rendimiento óptico	\dot{m}_{Na} (kg/s)	$m_{Na} \cdot 10^5$ (kg)	V (m/s)
6	128,7	0,64	15,8	0,570	0,22
7	287,1	0,65	49,8	1,793	0,71
8	460,5	0,65	84,2	3,032	1,20
9	629,2	0,65	118	4,235	1,67
10	771,1	0,63	141	5,076	2,00
11	865,8	0,60	151	5,440	2,15
12	899,1	0,57	149	5,368	2,12
13	865,8	0,51	127	4,588	1,81
14	771,1	0,42	104	3,736	1,47
15	629,2	0,34	58,2	2,095	0,83
16	460,5	0,34	40,5	1,457	0,57
17	287,1	0,38	25,4	9,152	0,36
18	128,7	0,38	0	0	0

La masa de sodio total para un día de verano es: $m_{Verano} = 3,830 \cdot 10^6 \text{ kg}$

Tabla 19. Resultados para el 30 de Octubre

Hora local	Radiación (Wh/m ²)	Rendimiento óptico	\dot{m}_{Na} (kg/s)	$m_{Na} \cdot 10^5$ (kg)	V (m/s)
6	0	0,64	0	0	0
7	31,8	0,65	0	0	0
8	165,5	0,65	24,8	0,894	0,35
9	310,4	0,65	54,4	1,958	0,77
10	440,6	0,62	76,2	2,744	1,08
11	530,8	0,60	90,0	3,240	1,28
12	463,1	0,59	76,3	2,748	1,08
13	530,8	0,55	81,9	2,949	1,16
14	440,6	0,54	65,5	2,360	0,93
15	310,4	0,54	43,9	1,580	0,62
16	165,5	0,54	18,6	0,669	0,26
17	31,8	0,53	0	0	0
18	0	0,53	0	0	0

La masa de sodio total para un día de verano es: $m_{Otoño} = 1,914 \cdot 10^6 \text{ kg}$

Tabla 20. Resultados para el 30 de Enero

Hora local	Radiación (Wh/m ²)	Rendimiento óptico	\dot{m}_{Na} (kg/s)	$\dot{m}_{Na} \cdot 10^5$ (kg)	V (m/s)
6	0	0,57	0	0	0
7	5,8	0,60	0	0	0
8	124,3	0,62	13,6	0,491	0,19
9	255,7	0,64	42,6	1,533	0,60
10	375,0	0,65	67,3	2,425	0,96
11	458,3	0,61	78,2	2,816	1,11
12	488,1	0,57	77,9	2,803	1,11
13	458,3	0,57	72,6	2,615	1,03
14	375,0	0,56	57,01	2,052	0,81
15	255,7	0,53	33,8	1,217	0,48
16	124,3	0,52	0	0	0
17	5,8	0,52	0	0	0
18	0	0,48	0	0	0

La masa de sodio total para un día de verano es: $m_{Invierno} = 1,595 \cdot 10^6 \text{ kg}$

Como era de esperar, el día de verano es el que más cantidad de sodio puede calentar hasta los 1100 K, seguido del día de diseño, en primavera, después el de otoño y finalmente el día de invierno. Por tanto, el día de diseño, como se pretendía, tiene un funcionamiento intermedio respecto al resto del año. Esto hace que sea necesario ajustar la producción de la planta a las dimensiones ya establecidas, para que no se produzcan accidentes o desperfectos debido a una sobreproducción de sodio caliente, o cualquier otro inconveniente.

Como la masa máxima de sodio fundido que se puede calentar hasta los 1100 K es de $2,709 \cdot 10^6 \text{ kg}$, los días en los que esta cantidad se vaya a superar, como en los días de verano, será necesario desenfocar un cierto número de heliostatos (el cálculo de este número se sale de los objetivos del proyecto), para no superar las condiciones de funcionamiento máximas. En cambio, para los días de otoño y de invierno, así como otros días del año en los que la producción de sodio caliente no llegue al valor de diseño, será necesario hacer pasar el sodio por la caldera durante más horas que las de diseño.

A continuación se calcula cual es la cantidad de gas que será necesario quemar en cada día elegido para que la central produzca 17 MW de potencia durante las 24 horas del día. Para los días 30 de Marzo (día de diseño) y 30 de Julio, se sabe que pueden producir potencia utilizando el receptor durante 18 horas del día. Sin embargo, para los días de otoño e invierno es necesario calcular cuantas horas de producción a partir del receptor tienen.

Utilizando la ecuación (45), se obtiene la energía térmica producida durante el funcionamiento del receptor en un día:

$$Q_{Na-Otoño} = 1,747 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

$$Q_{Na-Invierno} = 1,456 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

Y ahora se calcula el tiempo que va a funcionar, en base a la potencia térmica que es necesario aportar al intercambiador de calor:

$$t_{Otoño} = \frac{Q_{Na-Otoño}}{Q_{in}} = \frac{1746822045 \text{ kJ}}{38591,74 \text{ kW}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 12,57 \text{ h}$$

$$t_{Invierno} = \frac{Q_{Na-Invierno}}{Q_{in}} = \frac{1455966943 \text{ kJ}}{38591,74 \text{ kW}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 10,48 \text{ h}$$

Para realizar una aproximación conservadora, se considerará que en el día de Otoño, la central funcionará durante 12,57 horas por medio del receptor solar, mientras que en el día de invierno lo hará durante 10,48 horas.

Para suplir esta falta de producción, como se ha explicado anteriormente, la central dispone de una caldera de gas natural que une los dos tanques de almacenamiento de forma que cuando el receptor no este activado, el fluido circule por esta. El rendimiento de una caldera de gas natural se sitúa en torno al 93%. Sabiendo que el poder calorífico inferior (PCI) del gas natural es 10,83 kWh/Nm³ y su densidad 0,83 kg/Nm³ (minetur.gob.es, 2016), se calcula el gasto másico de gas natural necesario para calentar el fluido hasta la temperatura de diseño mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{in} = \dot{m}_{gas \text{ natural}} \cdot PCI_{gas \text{ natural}} \cdot \eta_{caldera}$$

Despejando queda:

$$\dot{m}_{gas \text{ natural}} = \frac{Q_{in}}{PCI_{gas \text{ natural}} \cdot \eta_{caldera}} \quad (47)$$

$$\dot{m}_{gas \text{ natural}} = \frac{Q_{in}}{PCI_{gas \text{ natural}} \cdot \eta_{caldera}} = \frac{38,59 \text{ MW}}{10,83 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3} \cdot \frac{1 \text{ Nm}^3}{0,83 \text{ kg}} \cdot 0,93} = 3180,25 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,8834 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Utilizando este resultado se puede obtener la masa total de gas natural necesario por día elegido:

-Primavera, día de diseño:

$$m_{g.n-Diseño} = 0,8834 \frac{kg}{s} \cdot 6h \cdot 3600 \frac{s}{h} = 1,908 \cdot 10^4 kg$$

-Verano.

Como viene determinado por el límite del diseño, la cantidad es la misma:

$$m_{g.n-Verano} = 1,908 \cdot 10^4 kg$$

-Otoño

$$m_{g.n-Otoño} = 0,8834 \frac{kg}{s} \cdot 12h \cdot 3600 \frac{s}{h} = 3,816 \cdot 10^4 kg$$

-Invierno

$$m_{g.n-Invierno} = 0,8834 \frac{kg}{s} \cdot 14h \cdot 3600 \frac{s}{h} = 4,452 \cdot 10^4 kg$$

En la Tabla 20 se muestra un resumen de los resultados obtenidos para cada día del año seleccionado:

Tabla 21. Masa total de sodio, horas de funcionamiento y masa de gas natural para cada día del año a estudio

Día	$m_{Na}(kg) \cdot 10^6$	t (h)	$m_{gas\ natural} \cdot 10^4 (kg)$
30 Enero	1,55	10,48	4,452
30 Marzo	2,709	18,07	1,908
30 Julio	2,709*	18,07	1,908
30 Octubre	1,914	12,57	3,816

*Debido al límite marcado por el diseño. En realidad su producción sería de $3,830 \cdot 10^6$ kg

Capítulo 5. Ahorro de CO₂ y análisis económico

A la hora de diseñar una central es necesario realizar un análisis tanto medioambiental como económico. El presente apartado muestra una primera estimación del ahorro de CO₂ esperable de la central diseñada cuando se compara con una central convencional que produce la misma potencia útil.

5.1 Ahorro de CO₂

El análisis medioambiental en este proyecto se basará principalmente en el cálculo del ahorro de CO₂ que supone la implantación de una central solar como esta. Sin embargo, se comentan a continuación algunos aspectos en los que influye la implantación de la planta, sin tener en cuenta los efectos que pueda tener la fabricación y ensamblaje de todos los dispositivos que componen la central.

Quizás el mayor impacto que produzca la central sea el visual. La instalación cubre un área aproximada de 170 hectáreas, y además, la torre central, de 140 m de altura, podrá ser vista desde varios kilómetros de distancia. También es importante es la destrucción de la fauna y la flora que pueda haber en el terreno donde se construya la central. El funcionamiento de la misma produce un ruido que también puede modificar y afectar a la vida de los animales de alrededor.

A pesar de estos inconvenientes, la construcción de centrales de este tipo supone un importante ahorro de las cantidades de CO₂, y de otras sustancias que afectan al medio ambiente, que se emiten a la atmósfera. Este es uno de los aspectos fundamentales que promueven el uso de centrales solares, como ya se comentó en el capítulo 1. Por tanto, a continuación, se calcula la cantidad de dióxido de carbono que se ha dejado de emitir. Esto se hace suponiendo que la energía generada por esta planta fuese producida por una central de ciclo combinado que quemase gas natural en una caldera con la misma eficiencia que la que se ha utilizado para esta central. Para ello también hay que tener en cuenta el gas que se ha quemado en esta central.

Se calcula a continuación la masa de CO₂ ahorrado en cada día analizado. Primero se obtiene la cantidad de gas natural que es necesario quemar en la central de ciclo combinado para producir la misma potencia útil. Posteriormente, la masa de CO₂ que se produce al quemarlo.

$$\eta_{ciclo\ combinado} = \frac{W_{\acute{u}til}}{Q_{in}} = \frac{W_{\acute{u}til}}{m_{gas\ natural} \cdot PCI_{gas\ natural} \cdot \eta_{caldera}} \quad (48)$$

Despejando:

$$m_{gas\ natural} = \frac{W_{\acute{u}til}}{\eta_{ciclo\ combinado} \cdot PCI_{gas\ natural} \cdot \eta_{caldera}}$$

Sabiendo que se emiten 2,21 kg de CO₂ por cada Nm³ de gas natural quemado (minetur.gob.es, 2016), la masa de CO₂ que emitiría una central de ciclo combinado se calcula mediante la ecuación (49):

$$m_{CO_2} = 2,21 \cdot m_{gas\ natural} \cdot \rho_{gas\ natural} \quad (49)$$

Se toma como referencia un rendimiento de la central de ciclo combinado del 57% (Santiago García Garrido, 2016), y para el rendimiento de la caldera se tomará el mismo que se tomó para la central solar, 93%.

-30 de Enero

$$W_{\text{útil}} = 17\ MW \cdot 10,5\ h = 178,5\ MWh$$

$$m_{gas\ natural} = \frac{1,785 \cdot 10^5\ kWh}{0,57 \cdot 13,05 \frac{kWh}{kg} \cdot 0,93} = 2,580 \cdot 10^4\ kg$$

$$m_{CO_2} = 2,21 \frac{kg\ CO_2}{Nm^3\ gas} \cdot 2,580 \cdot 10^4\ kg\ gas \cdot \frac{1\ Nm^3\ gas}{0,83\ kg\ gas} = 6,870 \cdot 10^4\ kg\ CO_2$$

-30 de Marzo

$$W_{\text{útil}} = 17\ MW \cdot 18,1\ h = 307,1\ MWh$$

$$m_{gas\ natural} = \frac{3,071 \cdot 10^5\ kWh}{0,57 \cdot 13,05 \frac{kWh}{kg} \cdot 0,93} = 4,439 \cdot 10^4\ kg$$

$$m_{CO_2} = 2,21 \frac{kg\ CO_2}{Nm^3\ gas} \cdot 4,439 \cdot 10^4\ kg\ gas \cdot \frac{1\ Nm^3\ gas}{0,83\ kg\ gas} = 1,182 \cdot 10^5\ kg\ CO_2$$

-30 de Julio

$$W_{\text{útil}} = 307,07\ MWh$$

$$m_{gas\ natural} = 4,439 \cdot 10^4\ kg$$

$$m_{CO_2} = 1,182 \cdot 10^5\ kg\ CO_2$$

-30 de Octubre

$$W_{\text{útil}} = 17 \text{ MW} \cdot 12,57 \text{ h} = 213,7 \text{ MWh}$$

$$m_{\text{gas natural}} = \frac{2,137 \cdot 10^5 \text{ kWh}}{0,57 \cdot 13,05 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \cdot 0,93} = 2,873 \cdot 10^4 \text{ kg}$$

$$m_{\text{CO}_2} = 2,21 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{Nm}^3 \text{ gas}} \cdot 2,873 \cdot 10^4 \text{ kg gas} \cdot \frac{1 \text{ Nm}^3 \text{ gas}}{0,83 \text{ kg gas}} = 7,649 \cdot 10^4 \text{ kg CO}_2$$

Para hacer una estimación de cuál sería la cantidad de CO₂ ahorrada en un año, se toman los valores obtenidos como la media de cada estación del año.

$$m_{\text{CO}_2}/\text{año} = 6,870 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{día}} \cdot 90 \text{ días} + 1,182 \cdot 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{día}} \cdot (92 + 92) \text{ días} + 7,649 \cdot 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{día}} \cdot 91 \text{ días} = 3,489 \cdot 10^7 \text{ kg} = 3,489 \cdot 10^4 \text{ toneladas}$$

Por tanto, a modo de aproximación, se puede decir que la central solar ahorra 34.890 toneladas de CO₂ cada año.

5.2 Análisis económico

El análisis económico de este proyecto se basará únicamente en la estimación de los costes de la inversión inicial así como de la energía producida para una vida útil de la central de 20 años. No se analizarán, por tanto, los ingresos del proyecto ya que son factores muy fluctuantes con el tiempo, y se sale de los objetivos de este proyecto.

5.2.1 Inversión

Para realizar un estudio sobre la inversión económica necesaria para construir la planta se divide toda la instalación en varias partes: campo de heliostatos, torre de potencia, sistema de almacenamiento, unidad de potencia y otros costes. Este análisis toma como referencia el trabajo de fin de grado “Diseño de una planta termosolar de receptor central con almacenamiento de sales fundidas” (Hugo Joga, 2012). También se toman datos de otros

trabajos como “*Análisis económico de viabilidad de una planta termosolar*” (Caminero Ocaña, 2014) ó “*Diseño y estudio de una planta solar termoeléctrica con tecnología de torre central*” (Solís Ávila et al., 2009).

Costes del campo de heliostatos

El coste de los heliostatos es uno de los más importantes de la central. A pesar de esto, en las últimas décadas el precio del heliostato ha ido decayendo. Actualmente, por ejemplo, el precio del fabricante SENER varía entre 160 y 240 €/m², por tanto se escogerá un valor medio de 180 €/m². Se recuerda que el campo de heliostatos consta de 2647 heliostatos de 120 m² cada uno. Se estima un coste de 1200 € por heliostato para el canteo y ajuste del mismo. La Tabla 22 incluye el gasto de los heliostatos, sus componentes y los procesos necesarios para su instalación.

Tabla 22. Costes del campo de heliostatos

Concepto	Coste (€)
Heliostatos	57.000.000
Mecanismos de seguimiento	23.000.000
Control local	11.000.000
Movimiento de tierras	7.000.000
Montaje	3.000.000
Total	96.000.000

Torre central

La torre de potencia incluye simplemente la estructura de la torre y el receptor solar alojado en lo alto de esta. Para calcular el coste de la torre se toma la siguiente expresión:

$$CTO = CT1 \cdot \left(\frac{HTOW}{H1} \right)^\alpha$$

Donde:

CTOW= Coste de la torre

CT1= Coste de una torre de referencia = 5,51·10⁶ €

HTOW= Altura de la torre = 140 m

H1= Altura de la torre de referencia = 130

α = Coeficiente exponencial = 1,5

Para el cálculo del receptor se utiliza la siguiente expresión:

$$CREC = CR1 \cdot \left(\frac{AREC}{A1} \right)^c$$

Donde:

CREC= Coste de la torre

CR1= Coste del receptor de referencia = $8,33 \cdot 10^6$ €

AREC= Área del receptor

A1= Altura de la torre de referencia = 240 m2

c = Coeficiente exponencial= 0,8

Ambos costes se incluyen en la Tabla 23:

Tabla 23. Coste de la torre central y el receptor solar

Concepto	Coste (€)
Torre	6.200.000
Receptor	22.000.000
Total	28.200.000

Sistema de almacenamiento

Los costes que se muestran en la Tabla 24 para el sistema de almacenamiento incluyen los depósitos, las bombas que mueven el fluido de trabajo, el mismo fluido, el intercambiador de calor con el CO₂ y la estructura de la obra que los acoge.

Tabla 24. Costes del sistema de almacenamiento

Concepto	Coste (€)
Depósitos	8.000.000
Bombas	2.000.000
Intercambiador	5.000.000
Sodio	70.000.000
Obra civil	4.000.000
Total	89.000.000

Unidad de potencia

La unidad de potencia es la encargada de generar la electricidad. La Tabla 25 incluye la turbina, el generador eléctrico, el condensador, el regenerador, el compresor, y todo el sistema de tuberías, válvulas y bombas.

Tabla 25. Costes de la unidad de potencia

Concepto	Coste (€)
Obra civil	6.500.000
Equipos mecánicos	36.500.000
Equipos eléctricos	4.000.000
Montaje mecánico	5.000.000

Montaje eléctrico	2.000.000
Equipos de instrumentación y control	1.200.000
Montaje de instrumentación y control	300.000
Tubería, válvulas, aislamiento y soportes	6.000.000
Total	61.500.000

Otros

En este apartado (Tabla 26) se incluyen elementos que no forman parte de ningún elemento tecnológico concreto de la central pero que son necesarios para su construcción y mantenimiento. El cableado y la instrumentación engloba el alumbrado de la planta, equipos de ventilación y climatización, equipos auxiliares, etc. El mantenimiento de los equipos se estima en un 5% de su coste total.

Tabla 26. Costes de otros componentes y procesos

Concepto	Coste (€)
Mantenimiento de los equipos	8.750.000
Cerramiento	300.000
Edificio de control y oficina	800.000
Terreno (170 hectáreas)	12.750.000 (7,5 €/m ²)
Acondicionamiento terreno	100.000
Cableado e instrumentación	10.000.000
Total	32.700.000

A continuación, en la Tabla 27 se muestran los costes totales de la planta desglosados por los apartados anteriores:

Tabla 27. Costes totales

Concepto	Coste (€)
Campo de heliostatos	96.000.000
Torre central	28.200.000
Sistema de almacenamiento	89.000.000
Unidad de potencia	61.500.000
Otros	32.700.000
Total	307.400.000

Se puede concluir que el coste total aproxima de la construcción de la planta es de 307 millones de €.

La Figura 47 muestra los datos anteriores por porcentaje del total. En ella se aprecia como el campo de heliostatos y el sistema de almacenamiento son las dos partidas presupuestarias más grandes de la central, seguidos de la unidad de potencia, la torre central y, por último el resto de costes de la central.

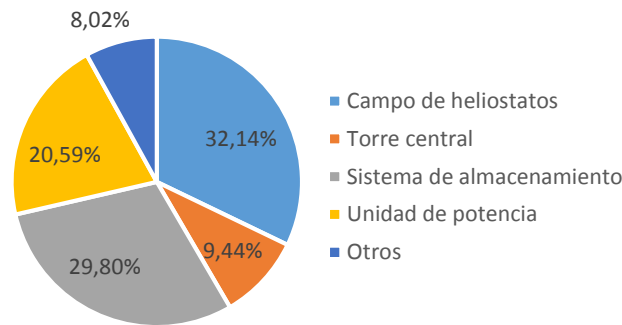


Figura 47. Partes porcentuales de los distintos costes de la central

5.2.2 Coste de la unidad energética

Para poder calcular el coste de la energía producida (kWh) será necesario fijar un periodo de amortización. La amortización es la depreciación que tiene un activo cada cierto periodo de tiempo sobre el valor total del activo. Por tanto, es una forma de dividir el coste de cierta inversión, entre los años que se mantendrá en uso. El periodo de amortización escogido es de 20 años.

A continuación se calcula el coste de la central al año, para un periodo de 20 años. Los gastos incluidos son los siguientes:

-Empleados. Durante dos años anteriores al comienzo del funcionamiento de la instalación, se cuenta con 500 trabajadores el primer año y 550 el segundo año con un sueldo de 30.000 € al año. Para los 20 años de funcionamiento se estima un total de 50 empleados con salario de 38.000 €.

-Mantenimiento. El mantenimiento de la central incluye todos los costes derivados de reposiciones y arreglos de las instalaciones, así como gastos de la administración de la central. Este gasto se va incrementando cada año ya que las instalaciones van dando cada vez más problemas. Comienza con un gasto de 4.000.000€ y se va incrementando en un 3% cada año.

-Seguros. Es necesaria la contratación de seguros de accidentes, riesgos laborales, componentes de la central...

-Equipos. Los equipos instalados se amortizarán 20 años.

-Permisos. Para la construcción de este tipo de centrales se necesitan ciertos permisos de construcción y conexión a la red general, que no se detallarán.

-Intereses del préstamo. La inversión inicial se basa en un 90% en préstamos procedentes de distintas entidades financieras que imponen un interés del 8% al total. El 10% restante será abonado por el inversor.

-Cánones. Se trata de una serie de impuestos que hay que abonar a las distintas instituciones de la administración pública, ya sea local, municipal, regional...

En la Tabla 28 se muestra el resultado de los conceptos vistos anteriormente. Se obtiene un coste total de 30.048.625 €/año.

Tabla 28. Costes de la central por año

Concepto	Gasto/año
Empleados	3.285.000
Mantenimiento	5.374.075
Seguros	3.882.450
Equipos	14.932.500
Permisos	500.000
Interés crédito	1.074.600
Cánones	1.000.000
Total	30.048.625

Finalmente, se calcula el coste estimado del kWh de esta central para los primeros 20 años de vida.

$$\text{Coste kWh} = \frac{\text{Coste (€)}}{\text{Energía producida (kWh)}} = \frac{30.048.625 \text{ €}}{17 \cdot 10^3 \text{ kW} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 365 \text{ días}} = 0,202 \text{ €/kWh}$$

Por tanto, a la central le cuesta 0,202 € producir 1 kWh de energía eléctrica.

Capítulo 6. Conclusiones

6.1 Resumen de los resultados obtenidos

En este apartado se exponen de manera resumida los resultados más importantes obtenidos en el presente proyecto.

En primer lugar se exponen en la Tabla 29 los datos del día y el lugar de diseño elegidos para el desarrollo de los cálculos. Se ha diseñado la planta para un día del año con temperaturas intermedias para que así la planta pueda funcionar durante todo el año en condiciones no muy lejanas a las de diseño.

Tabla 29. Datos del día y lugar de diseño

Día	30 de Marzo de 2015
Hora	12:00 AST
Lugar	La Rinconada, Sevilla, España
Radiación	532,4 Wh/m ²

A continuación, en la Tabla 30 se muestran las propiedades del CO₂ en cada punto del ciclo de potencia que se ha diseñado. En la Tabla 31 se muestra la potencia producida, la potencia térmica necesaria en el intercambiador, y el rendimiento térmico del ciclo de potencia:

Tabla 30. Propiedades del CO₂ en cada estado del ciclo de potencia

	T(K)	P(MPa)	Densidad(kg/m ³)	Entalpía(KJ/Kg)	Entropía(KJ/KgK)
1	290,0	8,000	850,2	238,4	1,118
2'	309,5	30,00	924,1	263,0	1,118
2	311,7	30,00	915,5	267,3	1,132
3	703,1	30,00	218,2	877,1	2,454
4	1000	30,00	148,1	1254	2,902
5'	804,6	8,000	52,12	1022	2,902
5	833,6	8,000	50,23	1057	2,944
6	327,9	8,000	204,25	447,5	1,797

Estas condiciones en el ciclo de potencia permiten desarrollar una potencia de 17,17 MW en la turbina, pero teniendo en cuenta las pérdidas eléctricas y mecánicas que hay, se obtiene una potencia neta de 17 MW. El CO₂ tiene temperaturas entre 290 K y 1000 K y presiones de 30 MPa y 8 MPa. Estas condiciones son asumibles por los equipos que se utilizan. La central tiene un rendimiento global del 10,05%, aunque el rendimiento del ciclo de potencia es de 44,64%.

La mayor parte de estas pérdidas provienen de las pérdidas ópticas que hay entre el campo de heliostatos y el receptor.

Tabla 31. Potencia térmica en el intercambiador, potencia neta producida por la central y rendimiento del ciclo de potencia

\dot{Q}_{in}	377,6 kJ/kg
\dot{W}_{neto}	168,6 kJ/kg
η	44,64%

El campo de heliostatos se asemeja mucho al de la central Gemasolar, situada en Sevilla, como se planteó al inicio del trabajo. Permite reflejar la radiación suficiente en el receptor solar para que el sodio pueda alcanzar las condiciones necesarias para la producción de energía. En el lugar elegido para la construcción de la central se dispone de suficiente espacio para su implantación. En la Tabla 32 se muestran las principales características del campo solar de heliostatos:

Tabla 32. Características del campo solar de heliostatos

Altura de la torre	140 m
Área de los heliostatos	120 m ²
Número de heliostatos	2647
Área total de heliostatos	317640 m ²
Área cubierta	169,94 hectáreas
Número de anillos	31
Distancia del primer anillo a la torre	70 m

El receptor solar de esta central está diseñado a semejanza del receptor solar en la central de Gemasolar, a pesar de que se han modificado algunas de sus características. Es un receptor exterior cilíndrico formado por paneles que albergan los tubos por donde circula el fluido térmico. El material del que los tubos están fabricados soporta las condiciones a las que se le va a someter. En la Tabla 33 se exponen las características del receptor solar:

Tabla 33. Características principales del receptor solar

Altura del receptor	10,6 m
Diámetro	10,6 m
Número de paneles	16
Número de tubos por panel	56
Diámetro de cada tubo	35 mm
Espesor de cada tubo	1,25 mm
Separación entre tubos	5 mm
Material de los tubos	Acero al níquel (AISI 316)

En la Tabla 34 se recogen las características que tiene que tener el fluido térmico en su paso por el receptor solar para conseguir elevar su temperatura desde los 390 K del tanque de almacenamiento frío hasta los 1100 K del tanque de almacenamiento caliente para un rendimiento óptico de 0,56 para el día y hora de diseño.

Tabla 34. Características del fluido térmico

Flujo másico	83,95 kg/s
Velocidad del flujo	1,19 m/s

Los dos siguientes datos (Tabla 35) muestran los flujos con los que tiene que trabajar el intercambiador de calor entre el CO₂ y el sodio fundido, así como la potencia térmica que tiene que aportar este último al CO₂ para que la planta produzca 17 MW de potencia eléctrica:

Tabla 35. Datos de interés del intercambiador

Flujo de CO ₂ en el intercambiador	102,2 kg/s
Flujo de sodio en el intercambiador	42,28 kg/s
Potencia térmica en el intercambiador	38,59 MW

Los tanques de almacenamiento están dimensionados para poder albergar todo el sodio fundido excedente de la producción de sodio caliente del receptor durante las horas de sol. De esta forma se puede aprovechar la energía térmica alojada en su interior durante más tiempo, hasta completar las 18,07 horas de funcionamiento a partir del receptor solar que tiene esta planta. Todo ello en el día y la hora de diseño descrita al inicio de este apartado. La Tabla 36 muestra los datos esenciales de los tanques de almacenamiento de la central:

Tabla 36. Características de los tanques de almacenamiento

Volumen tanque caliente	1642,3 m ³
Altura tanque caliente	12,79 m
Diámetro tanque caliente	12,79 m
Volumen tanque frío	1348,1 m ³
Altura tanque frío	11,97 m
Diámetro tanque frío	11,97 m

Para estudiar el funcionamiento de la central en otros días y estaciones del año, se seleccionó un día representativo de cada estación. En la Tabla 37 se exponen los cálculos más importantes para cada día seleccionado. Como se puede observar, en verano y en primavera la central funciona varias horas más a partir de energía solar que en las estaciones del año restantes. Esto hace que se consuma menos cantidad del gas natural que alimenta la caldera auxiliar y, consecuentemente, que se ahorren más emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Tabla 37. Tiempo de almacenamiento, gasto de gas natural y masa de CO₂ ahorrado por cada día de diseño de cada estación

	Tiempo de almacenamiento (h)	Gasto de Gas Natural al día (kg)	Masa de CO ₂ ahorrado (kg)
Primavera (Diseño)	18,07	19.081	$1,182 \cdot 10^5$
Verano	18,07	19.081	$1,182 \cdot 10^5$
Otoño	12,57	38.162	$7,649 \cdot 10^4$
Invierno	10,48	44.523	$6,87 \cdot 10^4$

Finalmente, en la Tabla 38 se exponen otros datos de interés que se han obtenido en este trabajo. Como ya se ha comentado en apartados anteriores, uno de los objetivos de la construcción de centrales solar es el ahorro de emisiones de CO₂ que supone su implantación. Se estima un ahorro de 34.705 toneladas de CO₂ al año. A parte de este dato, la Tabla 38 también recoge otros datos de interés como la inversión total o el coste de la unidad de energía producida.

Tabla 38. Ahorro de CO₂ en un año y datos económicos de la central

Ahorro de CO ₂ total	34.705 toneladas/año
Inversión aproximada	307.400.000 €
Coste de la unidad de energía producida	0,202 €/kWh

6.2 Conclusiones finales a los resultados

El desarrollo de tecnologías de generación de energía eléctrica más sostenibles con el medio ambiente es de gran importancia en la actualidad. Tras la realización de este trabajo se ha puesto en claro que la energía solar es una de las tecnologías con mayor potencial para la generación de energía a partir de recursos renovables, como es el sol. Para poder desarrollar grandes potencias en este tipo de centrales es necesario alcanzar temperaturas altas que permitan desarrollar ciclos de potencia con rendimientos altos para que las plantas solares puedan ser competitivas. De entre todos los tipos de centrales solares, las de torre central son las que permiten desarrollar mayor potencia y mayores rendimientos.

En este trabajo también se ha puesto en claro los beneficios de los ciclos supercríticos para los ciclos de potencia, ya que permite desarrollar mayores potencias. El CO₂ resulta ser un fluido muy apropiado para este tipo de ciclos ya que es un gas poco corrosivo, no es tóxico, puede alcanzar densidades muy altas y permite alcanzar un mayor rendimiento en el ciclo de potencia.

Utilizar el sodio como fluido térmico ofrece muchas ventajas gracias a sus propiedades térmicas. Esto facilita el uso de un sistema de almacenamiento como el de esta central, que permite acumular sodio caliente para producir electricidad cuando el sol ya no aporta la radiación suficiente.

En cuanto al análisis técnico de la viabilidad de la construcción de esta central, se ha demostrado que una central termosolar de torre central operando con sodio fundido que puede funcionar a partir del sol durante 18 horas al día es viable. El campo de heliostatos ocupa un terreno razonable respecto a este tipo de centrales, los gastos básicos de sodio y de CO₂ también están dentro de los límites razonables y los tanques de almacenamiento tienen unas dimensiones no muy grandes por lo que son perfectamente construibles. La torre central y el receptor solar están basados en centrales ya en funcionamiento por lo que no suponen problema alguno. El rendimiento obtenido para esta central es de 10,05%. Este rendimiento es algo más bajo comparado con centrales similares que están en marcha en la actualidad.

La central Gemasolar, utilizada como referencia en este trabajo, tiene un coste de 322,3 millones de euros mientras que la de este trabajo tiene un coste de 307,4 millones. Por tanto, desde el punto de vista económico, también se puede concluir que la inversión de la central es admisible. Aunque la inversión inicial sea elevada, gracias al sistema de almacenamiento se puede decir que la central es rentable a largo plazo.

Finalmente, desde un punto de vista medioambiental, esta central tiene un impacto muy positivo ya que supone un ahorro estimado de CO₂ de 35.000 toneladas al año.

6.3 Crítica a los resultados obtenidos

Una vez analizados los resultados del trabajo, es conveniente hacer una autocrítica de cómo estos se podrían haber mejorado o ampliado. Es necesario señalar que el diseño y construcción de este tipo de proyectos tan grandes tiene una complejidad que no se puede abarcar en su conjunto en este trabajo, por lo que es necesario hacer suposiciones e hipótesis para simplificar el cálculo.

Tomando como referencia otras centrales y proyectos de este tipo, en líneas generales, se puede decir que los resultados obtenidos son acertados. Sin embargo, se pueden mejorar haciendo aproximaciones más próximas a la realidad.

Quizás uno de los resultados que más se salga de los valores convencionales para este tipo de centrales sea el rendimiento global. Se ha obtenido un rendimiento del 10% cuando el de estas centrales se encuentra en torno al 15-18%.

El rendimiento óptico del campo de heliostatos seguramente albergue el error más grande del trabajo ya que se ha hecho de forma aproximada con respecto a un artículo. Este valor afecta directamente al rendimiento global de la planta. Por otra parte, el cálculo de las pérdidas térmicas en el receptor solar también tiene mucho margen de mejora ya que, por ejemplo, no se han considerado pérdidas por convección. También hay que resaltar que se han considerado como nulas las pérdidas térmicas en los tanques de almacenamiento, lo cual es imposible en la realidad, aunque se pueden minimizar.

También se ha realizado una aproximación muy general al analizar el funcionamiento de la central para el resto de estaciones del año, como el cálculo de gas natural o el ahorro de CO₂ en un año.

6.4 Líneas futuras de trabajo

Este trabajo supone un cálculo aproximado de cada parte de una central termosolar de torre central operando con sodio fundido y con almacenamiento. Como se trata de un estudio general de toda la central, existen varios puntos donde se puede profundizar mucho en el cálculo.

Un ejemplo de esto es el campo de heliostatos. Para poder realizar una aproximación más exacta de cuál es el rendimiento óptico de los heliostatos sería necesario modelizar todo el campo para saber con exactitud cuál es el factor coseno (ya que supone la mayor fuente de pérdidas en cuanto a concentración y reflexión de la radiación solar) de cada heliostato en cada momento del día.

En cuanto al receptor solar también se pueden hacer muchos avances. Sería importante poder saber cuánta radiación está llegando a cada parte del receptor ya que no toda la superficie está siendo irradiada de la misma forma. También supone un avance el modelizar cada uno de los tubos que hay en un panel ya que en este trabajo se ha considerado un único tubo por panel.

Sería también interesante desarrollar una función que trate de aproximarse lo máximo posible a las condiciones meteorológicas del lugar donde se vaya a construir la central para así poder realizar un diseño adecuado a las condiciones del lugar.

Otra importante línea de estudio es la de los materiales de construcción. En este trabajo no se ha profundizado en los materiales con los que debe construirse cada parte de la central ya que se sale de los objetivos del mismo. No obstante, es de vital importancia un análisis exhaustivo de cuáles son los materiales que optimizan mejor el funcionamiento de la central. Esto es de vital importancia en partes de la central como los tanques de almacenamiento (intentar reducir al máximo las pérdidas térmicas) o el receptor solar (evitar el deterioro del receptor ya que está expuesto a altas temperaturas durante un tiempo prolongado).

Anexos

Código de Matlab

%Cálculo de la velocidad y el flujo másico del sodio a su paso por el receptor

%Datos

Np=16;%Número de paneles

Npr=Np/2;%Número de paneles recorridos

NH=2647;%Número de heliostatos

AH=120; %m²

Tinicial=390; %K

Tfinal=1100; %K

e=0.00125; %m

de=0.035; %m

di=de-2*e;

s=0.002; %m

Ltub=10.6; %m, longitud de un tubo

Ntr=10; %número de tramos por tubo

It=Ltub/Ntr; %m, longitud de un tramo de tubo

Aseccion=(pi*di^2)/4;

kt=21; %W/mK para acero al níquel

epst=0.9; %emisividad del acero al níquel

epsa=0.75; %emisividad del aire

cteEB=5.67e-8; %W/m²K⁴ constante de Stefan-Boltzmann

Ta=298; %K Temperatura ambiente

alfavt=0.97; %absorcion de los tubos a la longitud de onda de la luz visible

Drecep=Ltub; %m, diámetro del receptor. Suele cogerse un Drecep parecido al de Ltub para que el área frontal de la torre sea más o menos cuadrada

Ntp=floor(pi*Drecep/(Np*(s+de))); %número de tubos por PANEL (56 tubos) REDONDEADO AL MENOR

%Rendimiento óptico

Etaopt=0.56;

%Radiación en un tubo representativo del panel

Q0=532.4; %W/m²

Qreceptor=Q0*NH*AH*Etaopt; %W

Qirrad=Qreceptor/(Np*Ntp*Ntr); %W

%Cálculo del factor Res

B=(s+de)/de; %Factor B

Fat=1-(((B^2)-1)^0.5-acos(B^-1))/B; %Factor de forma del tubo con respecto al ambiente

eet=1/((1/(Fat*(2-Fat)))+(B*((1/epst)-1)/pi)); %Emisividad efectiva

Atotal=It*(s+de); %m²

Res=Atotal/((1/eet)+(1/epsa)-1);

%Velocidad estimada para iniciar la iteración

V=3; %m/s

%Incremento de temperatura en un tubo(panel, en un tramo

AT=(Tfinal-Tinicial)/(Npr*Ntr); %Incremento estimado de temperatura

Vanterior=V/2;

kvmax=1000; %número de iteraciones máximas para la velocidad

kv=0; %contador velocidad

kTmax=1000; %número de iteraciones máximas para la temperatura

while (abs(V-Vanterior)>(10^-5))*(kv<kvmax) %Interacción en velocidades

kv=kv+1;

Tin=Tinicial;

Tout=Tin+AT;

Tanterior = Tout+1;

%%%%%%Iteración

vectTout = ones(1,Npr*Ntr); %Vector de Tout para cada tramo

for i = 1:(Npr*Ntr)

kT=0; %contador temperatura

while (abs(Tout-Tanterior)>(10^-5))*(kT<kTmax)

kT=kT+1;

Tanterior = Tout;

Tprop=(Tin+Tanterior)/2;

%Propiedades para Tprop

Rho=219+275.32*(1-(Tprop/2503.7))+511.58*(1-(Tprop/2503.7)).^0.5;

mu=exp(-6.4406-0.3958*log(Tprop)+(556.835./Tprop));

Cp=(1.6582-8.4790*(10^-4)*Tprop+4.4541*(10^-7)*Tprop.^2-2992.3*Tprop.^2)*1000;

lambda=124.67-0.11381*Tprop+5.5226*(10^-5)*Tprop.^2-1.1842*(10^-8)*Tprop.^3;

m=Rho*V*Aseccion;

Re=(m*4)/(3.1415*di*mu);

Pr=(mu*Cp)/lambda;

Pe=Re*Pr;

Nu=7+0.025*Pe^0.8;

h=(Nu*lambda)/di;

UA=((1/(h*3.1415*di*lt))+log(de/di)/(2*3.1415*kt*lt))^(-1);

Tt=(Tanterior*exp(1)^(UA/(m*Cp))-Tin)/(exp(1)^(UA/(m*Cp))-1);

Qrad=Res*cteEB*(Tt^4-Ta^4);

Tout=(alfavt*Qirrad-Qrad)/(m*Cp)+Tin;

% disp(Tout);

```
end
vectTout(i) = Tout;
ATnuevo=Tout-Tin;
Tin = Tout;
Tout=Tin+ATnuevo;

end

%Corrección de la velocidad

if Tfinal==vectTout(Npr*Ntr)
    Vfinal=V;
else Vfinal=V*((vectTout(Npr*Ntr)-Tinicial)/(Tfinal-Tinicial));

end

Vanterior=V;
V=Vfinal;

end

mtot=m*2*Ntp; % kg/s, masa total de sodio que circula por el receptor

%Muestra de resultados
disp(vectTout);
disp(Vfinal);
disp(mtot);
```

Referencias bibliográficas

- Ahn, Y., Bae, S. J., Kim, M., Cho, S. K., Baik, S., Lee, J. I., & Cha, J. E. (2015). Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, 47(6), 647-661.
- Al-Sulaiman, F. A., & Atif, M. (2015). Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower. *Energy*, 82, 61-71.
- Beas Pérez, M. *Dimensionamiento de torres solares para ciclos ultra y supercríticos*. Trabajo fin de grado, Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2015.
- Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Bibing.us.es. (2013). *Capítulo 2. Antecedentes*. Universidad de Sevilla. [online] Available at: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/70337/fichero/2.ANTECEDENTES.pdf>
- Boerema, N., Morrison, G., Taylor, R., & Rosengarten, G. (2012). Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems. *Solar Energy*, 86(9), 2293-2305.
- Caminero Ocaña, V. (2014). Análisis económico de viabilidad de una planta termosolar.
- Coventry, J., Andraka, C., Pye, J., Blanco, M., & Fisher, J. (2015). A review of sodium receiver technologies for central receiver solar power plants. *Solar Energy*, 122, 749-762.
- Energias-renovables.com. (2016). *Eólica - Acciona, pionera mundial en prestar servicios de ajuste solo con energía eólica - Energías Renovables, el periodismo de las energías limpias.* [online] Available at: <http://www.energias-renovables.com/articulo/acciona-pionera-mundial-en-prestar-servicios-de-20160316> [Accessed 18 Aug. 2016].
- Es.wikipedia.org. (2016). *Punto crítico (termodinámica)*. [online] Available at: [https://es.wikipedia.org/wiki/Punto_cr%C3%ADtico_\(termodin%C3%A1mica\)#/media/File:Phase-diag_es.svg](https://es.wikipedia.org/wiki/Punto_cr%C3%ADtico_(termodin%C3%A1mica)#/media/File:Phase-diag_es.svg) [Accessed 18 Aug. 2016].
- Fink, J. K., & Leibowitz, L. (1995). *Thermodynamic and transport properties of sodium liquid and vapor* (No. ANL/RE--95/2). Argonne National Lab., IL (United States).
- Garrido Camino, C. *Design and thermal analysis of a direct steam generation central-receiver solar thermal power plant*. Trabajo fin de grado, Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2013
- Idae.es. (2016). *IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*. [online] Available at:

- <http://www.idae.es/index.php/id.421/reلمenu.323/mod.pags/mem.detalle> [Accessed 14 Aug. 2016].
- lea.org. (2016). *International Energy Agency*. [online] Available at: <https://www.iea.org/> [Accessed 12 May. 2016].
 - Irestal.com (2016). *Tablas técnicas del acero inoxidable*. [online] Available at: <http://www.irestal.com/>
 - Izquierdo Millán, M. *Energías renovables. Capítulo 4.*, apuntes de la asignatura. Universidad Carlos III de Madrid, 2014
 - Joga López, H. *Diseño de una planta termosolar de receptor central con almacenamiento de sales fundidas*. Proyecto fin de carrera, Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2012.
 - Kalogirou, Soteris A. *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press, 2013.
 - Liu, J., Chen, H., Xu, Y., Wang, L., & Tan, C. (2014). A solar energy storage and power generation system based on supercritical carbon dioxide. *Renewable Energy*, 64, 43-51.
 - Lubarsky, B., & Kaufman, S. J. (1956). Review of experimental investigations of liquid-metal heat transfer.
 - Oficina Española de patentes y marcas, (2016). [online] Available at: <http://invenes.oepm.es/InvenesWeb/detalle?referencia=P201231701> [Accessed 4 Sep. 2016].
 - Pacio, J., & Wetzel, T. (2013). Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems. *Solar Energy*, 93, 11-22.
 - Santiago Garcia Garrido, D. (2016). *RENOVETEC: CENTRALES DE CICLO COMBINADO*. [online] Cicloscombinados.com. Available at: <http://www.cicloscombinados.com/cicloscombinados.html> [Accessed 14 Sep. 2016].
 - Secretaría de estado de energía, Ministerio de energía, industria y turismo, Gobierno de España, (2016). [online] Available at: http://www.minetur.gob.es/energia/balances/Balances/LibrosEnergia/La_Energ%C3%ADa_2014.pdf [Accessed 15 Apr. 2016].
 - Singer, C., Buck, R., Pitz-Paal, R., & Müller-Steinhagen, H. (2010). Assessment of solar power tower driven ultrasupercritical steam cycles applying tubular central receivers with varied heat transfer media. *Journal of solar energy engineering*, 132(4), 041010.
 - Solartopo.com. (2016). *Calcula azimuth solar la órbita y el cenit*. [online] Available at: <http://www.solartopo.com/orbita-solar.htm> [Accessed 26 Aug. 2016].

- Solís Ávila, C., Cómez Castillo F., Domecq SanJuan A. & Sales Rodríguez E. (2009) .Diseño y estudio de una planta solar termoeléctrica con tecnología de torre central. Proyecto Fin de Máster. [online] Available at: http://api.eoi.es/api_v1_dev.php/fedora/asset/eoi:36146/componente36145.pdf
- Torresolenergy.com. (2016). *Torresol Energy - Planta termosolar Gemasolar*. [online] Available at: <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/planta-gemasolar/es> [Accessed 18 Apr. 2016].
- Wang, M., Qiu, S. Z., Wu, Y. W., Tian, W. X., & Su, G. H. (2013). Numerical research on local heat transfer distribution of liquid sodium turbulent flow in an annulus. *Progress in Nuclear Energy*, 65, 70-80.
- Worldenergyoutlook.org. (2015). *IEA - World Energy Outlook*. [online] Available at: <http://www.worldenergyoutlook.org/> [Accessed 12 May. 2016].